



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE CORTE HORIZONTAL
PARA BLOQUES DE ESPUMA DE POLIURETANO, EN CEPOLFI
INDUSTRIAL.”**

Ganchozo Loor Winter Eddargo.

Guanga Cuadrado Edgar Vinicio.

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO.

Riobamba – Ecuador.

2010

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Diciembre, 8 del 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

GANCHOZO LOOR WINTER EDDARGO

Titulada:

**“DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE CORTE HORIZONTAL
PARA BLOQUES DE ESPUMA DE POLIURETANO, EN CEPOLFI
INDUSTRIAL”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

f.) Ing. Geovanny Novillo

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f.) Ing. Aníbal Viñán

DIRECTOR DE TESIS

f.) Ing. Geovanny Novillo A

ASESOR DE TESIS

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: WINTER EDDARGO GANCHOZO LOOR

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE CORTE HORIZONTAL PARA BLOQUES DE ESPUMA DE POLIURETANO, EN CEPOLFI INDUSTRIAL”

Fecha de Exanimación: Diciembre, 8 del 2010.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Eduardo Vásquez (Presidente Trib. Defensa)			
Ing. Aníbal Viñán (Director de Tesis)			
Ing. Geovanny Novillo (Asesor)			

*** Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.**

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Diciembre, 8 del 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

GUANGA CUADRADO EDGAR VINICIO

Titulada:

**“DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE CORTE HORIZONTAL
PARA BLOQUES DE ESPUMA DE POLIURETANO, EN CEPOLFI
INDUSTRIAL”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

f.) Ing. Geovanny Novillo A.

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f.) Ing. Aníbal Viñán

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Geovanny Novillo A.

ASESOR DE TESIS

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: EDGAR VINICIO GUANGA CUADRADO.

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE CORTE HORIZONTAL PARA BLOQUES DE ESPUMA DE POLIURETANO, EN CEPOLFI INDUSTRIAL”

Fecha de Exanimación: Diciembre, 8 del 2010.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Eduardo Vásquez (Presidente Trib. Defensa)			
Ing. Aníbal Viñán (Director de Tesis)			
Ing. Geovanny Novillo (Asesor)			

*** Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.**

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores.

El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Winter Eddargo Ganchozo Loor.

f) Edgar Vinicio Guanga Cuadrado

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a nuestros profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos sus consejos y conocimientos durante el desarrollo del presente trabajo.

A la empresa Cepolfi Industrial por habernos brindado todas las facilidades, así como la paciencia brindada para el desarrollo y ejecución del presente trabajo. Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado con mucho cariño en primer lugar a Dios ya que nos ha permitido estar aquí, a mis padres Gerardo y Loly que son el pilar de mi lucha, a mi esposa Fernanda y mi hija Juneissy por todo el apoyo que me han brindado, a mis hermanos Exember, Glenda, Wellington, mis cuñados y toda mi familia que siempre me apoyaron en mis decisiones , a mis amigos que se convirtieron en nuevos hermanos que siempre estuvieron y sé que estarán cuando más se los necesite, a todos mis maestros que nos supieron impartir sus conocimientos para poder ser hombres de bien y útiles para la sociedad y un agradecimiento especial para la señora Laurita Peñafiel que ha sido como una madre para todos y cada uno de nosotros.

W.E.G.L

Este trabajo se lo dedico en primer lugar a Dios por darme el aliento necesario para seguir adelante en el diario vivir, a mis padres Edgar y Anita por ser guías en mi vida quienes me han otorgado esta gran herencia que es la educación.

A mi novia Kathy quien ha estado junto a mí apoyándome incondicionalmente en toda ésta etapa de mi vida.

A mi hermanos Diego y Danny en quienes he visto mi inspiración para seguir estudiando. A toda mi familia sin excepción, en especial a mi abuelita Juana en la tierra y a mis abuelitos Rosa, Segundo y Humberto que desde el cielo han iluminado mi camino.

A mis amigos y compañeros que han compartido conmigo las distintas dificultades de un estudiante mecánico.

E.V.G.C

TABLA DE CONTENIDOS

CAPÍTULO	PÁGINA
1. GENERALIDADES	1
1.2 Justificación	1
1.2.1 Justificación técnica	1
1.2.2 Justificación económica	1
1.3 Objetivo	2
1.3.1 Objetivo general	2
1.3.2 Objetivos específicos	2
2. MARCO TEÓRICO	3
2.1 Equipos de corte de bloques de espuma de poliuretano	3
2.2 Clasificación de los equipos según el sentido de corte	3
2.2.1 Equipos de corte horizontal	3
2.2.2 Equipos de corte vertical	4
2.3 Tipos de corte	5
2.3.1 Corte mediante hilo térmico	5
2.3.2 Corte mediante sierra	6
2.4 Relaciones, ecuaciones y coeficientes	7
2.5 Fundamentos de control digital	11
2.5.1 Programación	12
3. DISEÑO DEL CORTADOR DE ESPUMA DE POLIURETANO	13
3.1 Generalidades	13
3.2 Principios de funcionamiento	15

3.3	Parámetros de diseño	15
3.3.1	Cálculo de la fuerza de desplazamiento longitudinal	16
3.3.2	Cálculo de la velocidad de corte requerida	17
3.4	Análisis y selección de alternativas	18
3.4.1	Sistema de deslizamiento longitudinal mediante actuador lineal	18
3.4.2	Sistema de deslizamiento longitudinal mediante relación piñón cremallera	19
3.4.3	Sistema de deslizamiento longitudinal mediante moto-reductor y cadena	20
3.5	Diseño del sistema de corte	22
3.6	Diseño del sistema de desplazamiento longitudinal	33
3.7	Diseño del sistema de desplazamiento vertical	34
3.8	Diseño estructural	53
3.9	Diseño eléctrico	79
3.9.1	Circuitos eléctricos	79
3.9.2	Circuito electrónico	81
4.	CONSTRUCCIÓN, MANTENIMIENTO Y COSTOS	82
4.1	Componentes de la máquina y tecnología de la construcción	82
4.2	Operaciones tecnológicas	82
4.3	Flujograma de construcción y montaje	84
4.4	Operación y mantenimiento	86
4.4.1	Manual de operación	86
4.4.2	Manual de mantenimiento	98
4.5	Pruebas	99
4.5.1	Pruebas de posición	99
4.5.2	Pruebas de precisión	99
4.6	Análisis de costos	102
4.6.1	Costos directos	102
4.6.1.1	Materiales	102
4.6.1.2	Mano de obra	106

4.6.1.3	Equipo y herramientas	107
4.6.1.4	Transporte	107
4.6.2	Costos indirectos	108
4.6.3	Costos totales	108
4.6.4	Costos por operación y mantenimiento	108
4.6.5	Otros	109
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	112
5.1	Conclusiones	112
5.2	Recomendaciones	112

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

TABLA		PÁGINA
I.	ESPECIFICACIONES DE LOS PERNOS SEGÚN EL DIÁMETRO DE ANCLAJE	10
II.	FACTOR DE ROZAMIENTO DE LLANTAS DE ACERO SOBRE RIELES DE ACERO (GALTON)	15
III.	VELOCIDAD DE AVANCE OBTENIDO EXPERIMENTALMENTE	17
IV.	DENSIDAD OBTENIDA EXPERIMENTALMENTE DE LA ESPUMA DE POLIURETANO	22
V.	RESUMEN DE CARGAS QUE ACTUAN EN LA ESTRUCTURA DE DESLIZAMIENTO	58
VI.	MÁXIMOS MOMENTOS ACTUANTES EN LA BASE DE LA MESA DE DESLIZAMIENTO	68
VII.	MÁXIMAS FUERZAS, DE CORTE (F_1) Y AXIAL (F_3) EN LA BASE DE LA MESA DE DESLIZAMIENTO	68
VIII.	RESULTADOS DE MOMENTOS RESULTANTES EN LA PLACA BASE DE LA MESA DE DESLIZAMIENTO	76
IX.	OPERACIONES TECNOLÓGICAS EJECUTADAS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA CORTADORA DE BLOQUES DE POLIURETANO	82
X.	POSIBLES PROBLEMAS PRÁCTICOS A ENCONTRARSE DURANTE EL TRABAJO DE CORTE	99
XI.	PRUEBAS MECÁNICAS	101
XII.	PRUEBAS ELÉCTRICAS Y ELECTRÓNICAS	102
XIII.	COSTOS POR MATERIALES Y ACCESORIOS MECÁNICOS	104
XIV.	COSTOS POR MATERIALES Y ACCESORIOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS	109

XV.	COSTOS POR MANO DE OBRA	111
XVI.	COSTOS POR EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	112
XVII.	COSTOS POR TRANSPORTE	112
XVIII.	VALOR TOTAL COSTOS DIRECTOS	112
XIX.	COSTOS INDIRECTOS	113
XX.	COSTOS TOTALES	113
XXI.	CONSUMO ELÉCTRICO	114
XXII.	COSTOS TOTALES POR OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	114

LISTA DE FIGURAS

FIGURA		PÁGINA
2.1	Máquina horizontal para bloques de espuma de poliuretano	4
2.2	Principio de arranque de viruta	4
2.3	Máquina de corte vertical	5
2.4	Placa base para columnas	7
2.5	Tipos de pernos de anclaje	8
2.6	Perno de expansión de camisa	9
2.7	Procedimiento para instalar un perno de expansión	10
3.1	Resistencia al cizallamiento en función de la densidad, según DIN 53 427	13
3.2	Resistencia a la compresión en función de la densidad, según DIN 53 205	13
3.3	Principio de arranque de viruta	14
3.4	Diagrama de fuerzas aplicadas para mover el bloque de poliuretano	15
3.5	Diseño del sistema de corte	20
3.6	Área de corte crítico	21
3.7	Transmisión de potencia mediante banda	25
3.8	Diagrama para selección del tipo de banda	27
3.9	Guía de sierra de cinta	30
3.10	Diseño del sistema de desplazamiento longitudinal	31
3.11	Diagrama cinemático de sistema de desplazamiento vertical	31
3.12	Diseño de máquina de corte para bloques de espuma de poliuretano	33
3.13	Fuerzas actuantes en el eje de transmisión	36
3.14	Diagrama de cortante en el plano xz	38
3.15	Diagrama de momento flector en el plano xz	39
3.16	Diagrama de flexión vs tiempo	39

3.17	Diagrama de Torque vs tiempo	40
3.18	Diseño estructural de la bancada de deslizamiento - Vista superior	53
3.19	Diseño estructural de la bancada de deslizamiento - Vista isométrica	54
3.20	Elemento compuesto	58
3.21	Análisis estructural con carga muerta (posición 1).	62
3.22	Análisis estructural con carga viva (posición 1).	62
3.23	Análisis estructural con carga muerta (posición 2)	63
3.24	Análisis estructural con carga viva (posición 2)	63
3.25	Análisis estructural con carga muerta (posición 3).	64
3.26	Análisis estructural con carga viva (posición 3).	64
3.27	Resultado del análisis estructural en SAP 2000	65
3.28	Análisis estructural de la mesa de deslizamiento en programa SAP 2000	66
3.29	Análisis estructural del sistema de elevación en programa SAP 2000	67
3.30	Carga axial existente en la placa base	69
3.31	Diagrama de presiones	71
3.32	Cargas aplicadas en placa base de la estructura	74
3.33	Tracción secundaria en placa base debido a momento flector 1	75
3.34	Corte secundario en placa base debido a momento flector 3	77
3.35	Circuito de potencia del sistema de elevación	79
3.36	Circuito de potencia del sistema de deslizamiento y de la sierra de cinta	80
3.37	Circuito electrónico del sistema de control	81
4.1	Curva de depreciación de la máquina. Método de la línea recta	116

LISTA DE ANEXOS

ANEXO I:	Valores de C, de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo
ANEXO II:	Diámetros primitivos mínimos en función del ángulo de las gargantas
ANEXO III:	Selección de diámetros primitivos
ANEXO IV:	Selección del tipo y número de correa según longitud primitiva
ANEXO V:	Prestaciones de las correas trapeciales, P_b , P_d
ANEXO VI:	Factores de corrección C_x para arcos de contacto interiores a 180°
ANEXO VII:	Factores de corrección C_i en función del tipo de correa
ANEXO VIII:	Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad según el tipo de carga (catálogo intermec).
ANEXO IX:	Selección del número de cadena.
ANEXO X:	Tabla de dimensiones de piñones
ANEXO XI:	Tabla de capacidades de potencia transmisible

RESUMEN

Se ha diseñado y construido un equipo de corte horizontal para bloques de espuma de poliuretano en Cepolfi Industrial, empresa nacional de la ciudad de Ambato, con la finalidad de implementar una nueva línea de producción que proporcione al país el producto necesario para abastecer su demanda.

El diseño se realizó en base al estudio de la velocidad de corte de la espuma de poliuretano, así también considerando las fuerzas que actúan en un eje de transmisión, además del uso de métodos de análisis estructural. El diseño de este equipo fue sometido a programas de simulación, tales como SolidWorks, Sap 2000, con la finalidad de prever su comportamiento.

Con éstos resultados se ha logrado que el equipo sea capaz de cortar bloques de 160 cm de alto, con una anchura de 200 cm y un espesor de hasta 28 cm, teniendo una precisión de 1 cm., todo esto controlado por un microcontrolador el cual forma parte de un circuito de control electrónico respaldado por distintos contactores, los cuales están incluidos en el circuito de potencia.

Con la implementación de un moto-reductor tanto en el sistema de deslizamiento horizontal de la bancada, así como en el sistema de elevación se logra un mejor rendimiento del equipo, así como una reducción económica considerable.

Se recomienda realizar mantenimiento periódico al equipo, debido a que el ambiente en el cual trabaja está lleno de partículas producto del pulido de la fibra de vidrio, y éstas podrían ocasionar graves daños a los motores eléctricos.

SUMMARY

A horizontal cutting equipment has been designed and constructed for polyurethane foam blocks at Cepolfi Industrial, a national Enterprise of Ambato city to implement a new production line providing the country the necessary study to meet the demand.

The design was based on the polyurethane foam cutting speed as well as the forces acting on a transmission axle together with the use of structural analysis methods. This equipment design was subjected to simulation programs such as SolidWorks and Sap 2000 to foresee its behavior.

With these results it was possible to have an equipment capable of cutting blocks 160 cm high, 200 cm wide and 28 cm thick 1 cm precision; all this is controlled by a microcontroller which is a part of the electronic control circuit backed up by different contactors included in the power circuit.

With the implementation of a Moto-reducer in both the bench horizontal sliding system and the lifting system it is possible to have a better equipment performance as well as a considerable economic reduction.

It is recommended to carry out a periodic equipment maintenance because its environment is full of particles from the fiberglass finish which would cause serious damage to the electric motors.

CAPÍTULO I:

1. GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES.

Entre las diferentes empresas ecuatorianas y de la región, de donde se pueden obtener productos de poliuretano como son espaldares y asientos, se encuentra CEPOLFI INDUSTRIAL, empresa joven de la ciudad de Ambato que pretende posicionarse en el mercado nacional y porque no decirlo internacional, mediante la ampliación de la línea de producción de poliuretano en lo que corresponde a colchones y cojines.

De éste modo es importante implementar un equipo de corte horizontal para bloques de espuma de poliuretano de distintas dimensiones que tenga un correcto funcionamiento acorde a las necesidades requeridas por la empresa.

1.2 JUSTIFICACIÓN.

1.2.1 Justificación Técnica

CEPOLFI INDUSTRIAL empresa dedicada a la elaboración de productos de adquisición local como son espaldares y asientos de poliuretano, tiene la necesidad de ampliar su línea de producción en lo que corresponde a colchones y bloques de distinta medida, para lo cual constituye indispensable llevar a cabo el diseño y construcción de un equipo de corte horizontal para el proceso antes mencionado.

1.2.2 Justificación económica

Por lo expuesto anteriormente la presente tesis pretende fortalecer la vinculación técnica científica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo como un aporte necesario para el desarrollo sustentable de la industria ecuatoriana y en este caso de las empresas de la región, siendo ésta la oportunidad de realizar el diseño y construcción del proyecto planteado; y además de ésta manera se contribuirá a disminuir los costos de adquisición directa por parte de la empresa.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 Objetivo general.

Diseñar y construir un equipo de corte horizontal para bloques de espuma de poliuretano para la empresa CEPOLFI INDUSTRIAL de la ciudad de Ambato.

1.3.2 Objetivos específicos

- Estudiar las posibles alternativas de corte, del bloque de espuma de poliuretano.
- Analizar las alternativas de desplazamiento del bloque de espuma para seleccionar la más confiable tanto técnica como económicamente.
- Realizar el diseño de un equipo de corte en sentido horizontal para bloques de espuma de poliuretano de 2m de ancho y hasta 280 mm de espesor.
- Construir el equipo de acuerdo con las necesidades de la empresa CEPOLFI INDUSTRIAL.
- Automatizar el equipo mediante la utilización de programas computacionales.

CAPÍTULO II:

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Equipos de corte de bloques de espuma de poliuretano

Las máquinas de corte de espuma de poliuretano son muy diversas dependiendo de la forma final del producto que se quiera obtener. Las mismas son indispensables para el seccionamiento de bloques de gran tamaño, teniendo como resultado planchas y bloques de varios espesores.

Estas máquinas están constituidas por un sistema de corte horizontal o vertical, y un tablero de control.

2.2 Clasificación de los equipos según el sentido de corte.

La obtención de planchas en grandes cantidades y de forma rápida se consigue por corte horizontal de los bloques con una longitud y anchura determinadas

También se pueden obtener pequeñas cantidades en máquinas de corte vertical, tal como su nombre indica, cortan trozos y bloques de espuma verticalmente.

2.2.1 Equipos de corte horizontal

Herramientas de corte frontal: este tipo de herramientas es el utilizado por las máquinas limadoras, cepilladoras, mortajadoras y otras de forma de trabajo similar, donde el desplazamiento de la herramienta se realiza en forma rectilínea y paralela al plano de la pieza a trabajar, o viceversa, arrancando durante el desplazamiento en la carrera activa, una viruta de espesor e . La herramienta posee en el extremo activo una uña o borde cortante frontal, estando por el otro extremo firmemente sujeta para permitir el trabajo.

[Ref.1]



Fig. 2.1. Máquina horizontal para bloques de espuma de poliuretano

2.2.2 Equipos de corte vertical

Es interesante saber que las máquinas de cuchilla vertical están compuestas, en unión de otros elementos mecánicos complementarios, de lo siguiente:

Un armazón metálico en el cual van montados en posición vertical: Una barra portadora de una cuchilla encajada ésta en una guía conductora, a través de la cual se desliza, cuya guía está unida a la parte inferior del armazón por su parte alta, y por la parte baja queda unida a una base metálica que sirve de sostén y desplazamiento.

Para las funciones de desplazamiento, dispone de dos rodillos delanteros y otros dos traseros, el eje horizontal, situados paralelamente; un motor eléctrico para accionar la máquina.



Fig.2.2. Máquina de corte vertical.

2.3 Tipos de corte.

2.3.1 Corte mediante hilo térmico.

La calidad, material y diámetro del hilo, en conjunción al voltaje y amperaje aplicado, son factores que influyen directamente la velocidad con que una pieza pueda ser trabajada. También, el grosor y material de la pieza indican ajustes para el cumplimiento del corte. Las tasas de arranque de material con hilo rondan los 350 cm³/h.

El acabado deseado en el proceso también es un factor de consideración que afecta el tiempo de ciclo de manufactura, pues el acabado que este proceso deja en la pieza puede ser mejorado cuando mas pases semi-repetitivos de corte sobre la misma superficie son ejecutados.

Hilo conductor

El hilo metálico puede ser fabricado de latón o de zinc y molibdeno, (en caso de máquinas de hilo recirculante). En prácticas de protección al medio ambiente, después del uso y descarte del hilo empleado y sus residuos, el material del hilo, ya sea en forma de hilo o éste pulverizado, es acumulado separadamente con el fin de ser reciclado.

Existen varios diámetros en el mercado, incluyendo 0.010" (0,25mm) y 0.012" (0,30mm). La tensión del hilo es importante para producir un corte efectivo, y por consiguiente una mejor parte; la sobretensión del hilo resulta en que este se rompa cuando no sea deseado. Mas la ruptura del hilo es común durante el proceso, y también es necesaria. En unos talleres, los encendedores comunes se utilizan como una forma práctica de cortar el hilo.

Inicialmente, la posición de una cabeza superior y una cabeza inferior por las cuales pasa el hilo están en un alineamiento vertical y concéntrico una a la otra; el hilo en uso se encuentra entre estos dos componentes mecánicos.

Ventajas del proceso de electroerosión con hilo

- No precisa el mecanizado previo del electrodo.
- Es un proceso de alta precisión.

- Complejas formas pueden ser logradas.
- Resultados constantes.
- Dependiendo de la capacidad de la máquina, el trabajo con alambre puede incluir angularidad variable controlada o geometría independiente.
- Se puede mecanizar materiales previamente templados y así evitar las deformaciones producidas en el caso de hacer este tratamiento térmico después de terminada la pieza. [Ref.2]

2.3.2 Corte mediante sierra

Velocidad de corte. Es la velocidad del movimiento que provoca el desprendimiento de la viruta. Si el movimiento es rectilíneo, la velocidad de corte coincide con la velocidad de traslación de la herramienta, caso de la limadora, o de la pieza en el caso de la cepilladora. Si el movimiento es giratorio, la velocidad de corte coincide con la velocidad periférica de la pieza, como en el torneado, o de la herramienta, como en el fresado. [Ref.1]

Efectos de la velocidad de corte

- Es el factor principal que determina la duración de la herramienta
- Afecta al consumo de potencia

La velocidad de corte excesiva puede dar lugar a:

- Desgaste muy rápido del filo de corte de la herramienta
- Deformación plástica del filo de corte con pérdida de tolerancia del mecanizado
- Calidad del mecanizado deficiente

La velocidad de corte demasiado baja puede dar lugar a:

- Tiempo de entrega de los trabajos
- Formación de filo de aportación en la herramienta.
- Efecto negativo sobre la evacuación de viruta
- Baja productividad
- Coste elevado del mecanizado

2.4 Relaciones, ecuaciones y coeficientes.

Placas base. Las dimensiones de la placa base requerida depende de la presión unitaria permisible de contacto de la cimentación. El espesor de las placas base depende de la presión de contacto de la placa. [Ref.3].

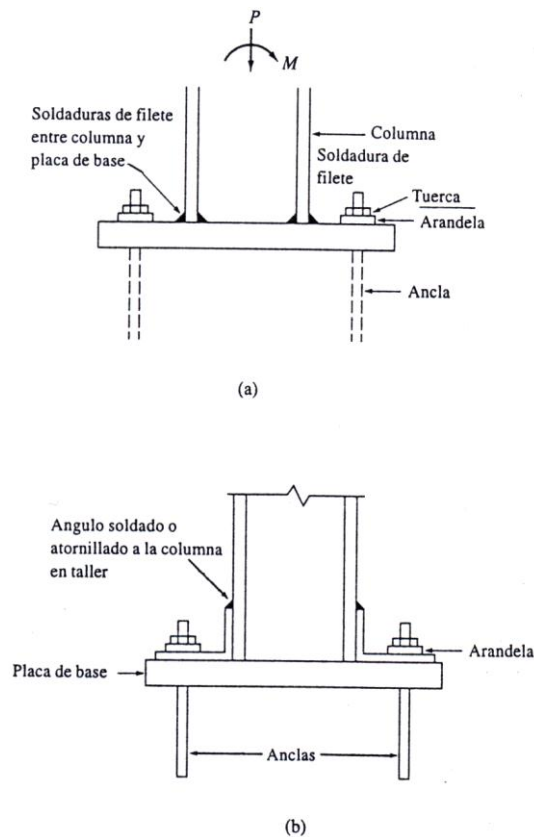


Fig.2.3. Placa base para columnas.

Las bases de columnas generalmente suelen diseñarse para resistir cargas axiales y momentos flexionantes. La carga axial ocasiona compresión entre la placa base y la zapata de soporte, mientras que el momento incrementa la compresión en un lado y la disminuye en el otro. Las figuras que se indican muestran placas base, adecuadas para resistir momentos relativamente pequeños

El momento se transfiere de la columna a la zapata, por medio de las anclas ahogadas en la zapata a una distancia suficiente para desarrollar las fuerzas.

Pernos de anclaje

Los tipos de pernos de anclaje son muy variados tratando siempre de obtener una buena condición de adherencia mediante rugosidades o formas especiales y siendo a veces necesaria la interposición de elementos para lograr un perfecto anclado de los mismos. Dado que muchas veces la longitud del perno resulta excesiva es necesaria la utilización de elementos transversales de anclaje como pueden ser angulares soldados, pletinas, etc., en estos casos no se considera la adherencia del perno y si, únicamente, el efecto del elemento transversal.

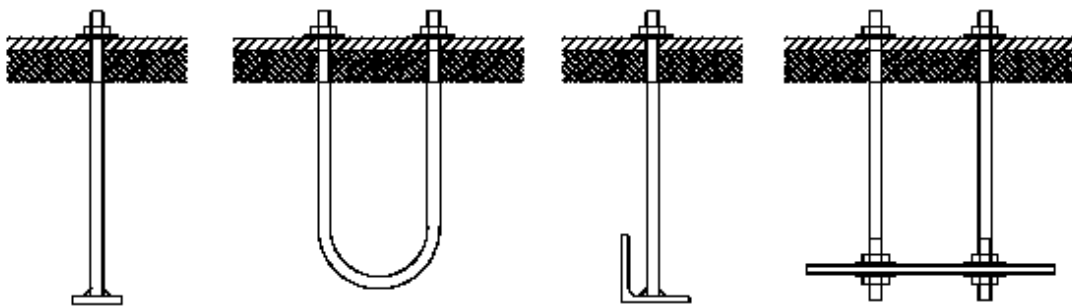


Fig.2.4. Tipos de pernos de anclaje.

Es frecuente trabajar con pernos realizados con aceros de los empleados para fabricar tornillos ordinarios o calibrados, de los tipos A-4.6 y A-5.6 que tienen un límite elástico de 2400 kg/cm² y 3000 kg/cm² respectivamente.

El ahogamiento L de las anclas debe calcularse en función de la adherencia σ_a de las anclas en el hormigón (aproximadamente se puede utilizar entre 120 y 160 lb/plg²).

$$L = \frac{P}{n \cdot \pi \cdot d \cdot \sigma_a}$$

Donde P es la fuerza de tracción, “ n ” es el número de anclas traccionadas y “ d ” es el diámetro de las mismas.

Pernos de expansión de camisa [Ref.6]



Fig.2.5. Perno de expansión de camisa

Características

- Los anclajes tienen una camisa pre-ensamblada, expandible.
- Son utilizables en todo tipo de materiales base macizos o huecos.
- Estos anclajes están disponibles con cabeza hexagonal, cabeza acopladora para varilla, cabeza avellanada y cabeza redonda, esto es, para una variedad de usos.

Material

- Acero al carbón
- Acero inoxidable

Acabado

- Los anclajes de acero al carbón tienen protección galvánica mediante electrozincado.

Instalación

- Las perforaciones en el material base con diámetro sobredimensionado, reduce o impide la traba mecánica del Anclaje en el material base y reduce su capacidad de carga.
- Para instalaciones en bloque y ladrillos, el taladro percutor debe colocarse en la modalidad de “Sólo Rotación”.
- Perforar en el material base con una broca con punta de carburo de tungsteno del mismo diámetro que el diámetro nominal del anclaje a instalarse, y a la profundidad de empotramiento especificada, más unos 12 mm, para dejar espacio para que el polvo generado no bloquee avanzar hasta la profundidad buscada.
- Como alternativa, perforar a la profundidad especificada y limpiar la perforación soplando con aire comprimido. Las instalaciones sobre cabeza no requieren soplar con aire comprimido.

- Colocar el anclaje en la placa base o dispositivo por fijarse, e introducirlo en la perforación en el material base. Ajustarlo hasta que la arandela y la tuerca queden a ras con la parte superior de la placa base.
- Ajustar al torque de instalación requerido.

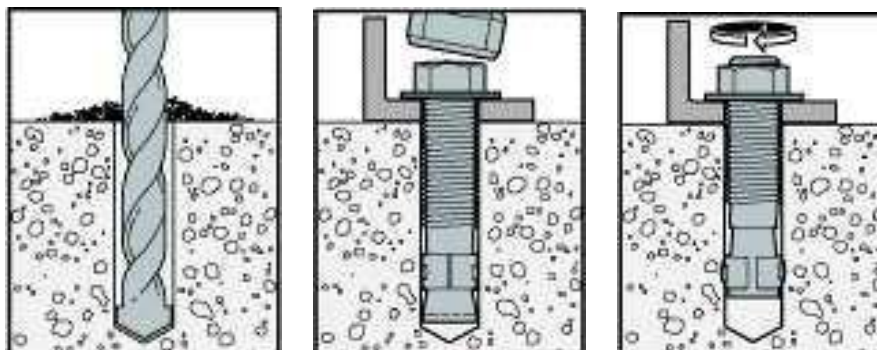


Fig.2.6. Procedimiento para instalar un perno de expansión.

TABLA I. ESPECIFICACIONES DE LOS PERNOS SEGÚN EL DIAMETRO DE ANCLAJE

Tabla de Especificaciones			CARGAS ÚLTIMAS					
Perno de Expansión de Camisa			DE TRACCIÓN Y CORTE EN HORMIGÓN					
DIAMETRO ANCLAJE	TORQUE INSTALACIÓN	PROFUNDIDAD EMPOTRAMIENTO	f'c = H 14		f'c = H 28		f'c = H 42	
Plg	Lbs*Pie (Nm)	Plg (mm)	TRACCIÓN Kg	CORTE Kg	TRACCIÓN Kg	CORTE Kg	TRACCIÓN Kg	CORTE Kg
1/4	3.5 (4.7)	1-1/8 (28.6)	544	735	726	735	953	735
5/16	8 (10.8)	1-1/4 (31.8)	635	925	871	1.007	1.179	1.089
3/8	14 (19.0)	1-1/2 (38.1)	735	1.161	1.016	1.270	1.406	1.379
1/2	20 (27.1)	1-7/8 (47.6)	1007	1.814	1.424	2.041	1.996	2.268
5/8	48 (65.1)	2 (50.8)	1397	2.921	1.996	3.284	2.776	3.665
3/4	90 (122.0)	2-1/4 (57.2)	1905	4.627	2.749	5.262	4.037	5.942

- Para Cargas Recomendables de Trabajo se sugiere aplicar un Factor de Seguridad de 4.

2.5 Fundamentos de control digital

El control digital es una rama de la teoría de control que utiliza computadoras digitales para actuar como controladores del sistema. Dependiendo de los requisitos, un sistema

de control digital puede tomar la forma de un micro controlador, plc, de un ASIC para una computadora de escritorio estándar, etc.

2.5.1 Programación

Un lenguaje de programación es un idioma artificial diseñado para expresar computaciones que pueden ser llevadas a cabo por máquinas como las computadoras. Pueden usarse para crear programas que controlen el comportamiento físico y lógico de una máquina, para expresar algoritmos con precisión, o como modo de comunicación humana. Está formado de un conjunto de símbolos y reglas sintácticas y semánticas que definen su estructura y el significado de sus elementos y expresiones.

Al proceso por el cual se escribe, se prueba, se depura, se compila y se mantiene el código fuente de un programa informático se le llama programación.

También la palabra programación se define como el proceso de creación de un programa de computadora, mediante la aplicación de procedimientos lógicos, a través de los siguientes pasos:

- El desarrollo lógico del programa para resolver un problema en particular.
- Escritura de la lógica del programa empleando un lenguaje de programación específico (codificación del programa)
- Ensamblaje o compilación del programa hasta convertirlo en lenguaje de máquina.
- Prueba y depuración del programa.
- Desarrollo de la documentación.

CAPÍTULO III:

3. DISEÑO DEL CORTADOR DE ESPUMA DE POLIURETANO

3.1 Generalidades

Poliuretano

Conjunto de dos componentes líquidos, polioli (Mezcla de polioles con grupos reactivos -OH) e isocianato (con grupos reactivos -NCO) que mediante reacción química entre ellos dan lugar a la espuma de poliuretano.

Propiedades

La espuma rígida de poliuretano es una materia sintética duro plástica, fuertemente reticulada espacialmente y no fusible. En las densidades habituales, para aislamiento térmico, la espuma contiene solamente una pequeña parte del volumen de materia sólida (con una densidad de 30 kg/m^3 , sólo aproximadamente el 3 % del volumen es materia sólida)

Estructura celular

La espuma rígida de poliuretano presenta una estructura celular predominantemente cerrada. El porcentaje de celdas cerradas se sitúa normalmente por encima del 90%.

Densidad

La densidad de la espuma rígida de poliuretano para aislamiento térmico está comprendida, según la aplicación, entre 30 y 100 kg/m^3 , pudiéndose realizar para casos especiales densidades superiores.

Propiedades mecánicas del poliuretano

En el gráfico puede verse la influencia de diferentes propiedades mecánicas de la espuma rígida de poliuretano en función de la densidad.

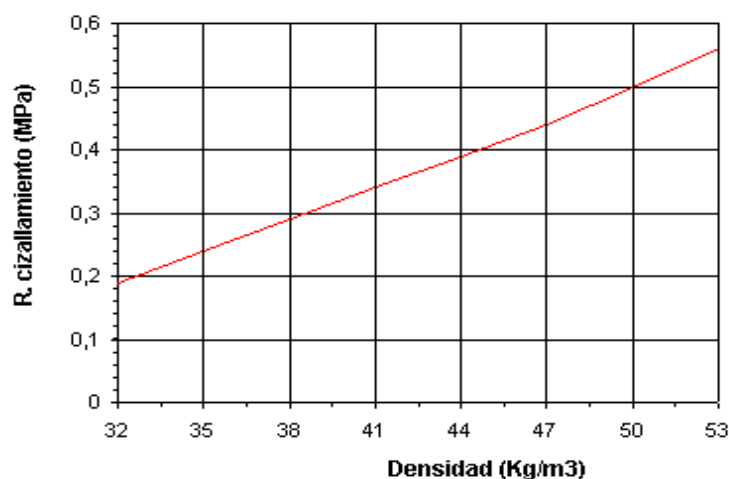


Fig.3.1. Resistencia al cizallamiento en función de la densidad, según DIN 53 427.

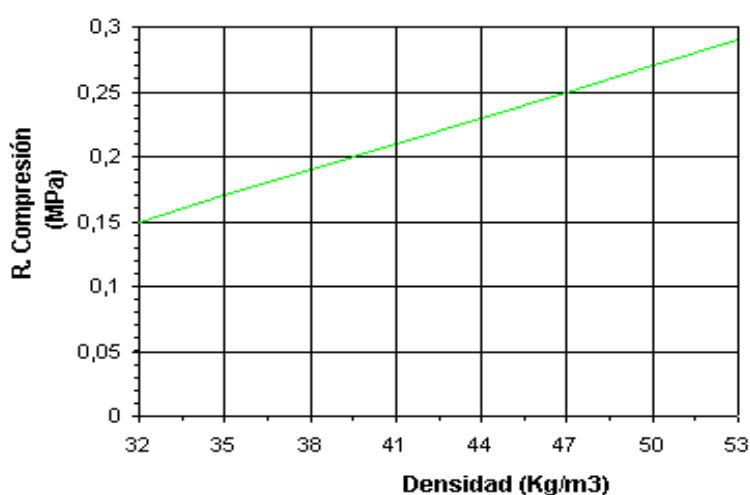


Fig.3.2. Resistencia a la compresión en función de la densidad, según DIN 53 205.

Los principales campos de aplicación de la espuma de poliuretano según su densidad son los siguientes:

- **En la construcción** como aislamiento térmico de superficies (por ejemplo: suelos, paredes, techos, perfiles de acero, depósitos, etc.).
 - ❖ Aislamiento térmico e impermeabilización de cubiertas.
 - ❖ Aislamiento térmico de Q instalaciones de climatización y frío.
 - ❖ Aislamiento térmico de conducciones de calefacción y similares.
- **En colchones** como relleno principal o como integrante de los acolchados
- **En muebles** en asientos de sofás y sillas, relleno de acolchados, etc.
- **En automoción** como elemento principal de salpicaderos, asientos, etc.
- En muchos artículos más como juguetes, prendas de vestir, esponjas, calzados, almohadas, cojines, envases y en general todo tipo de acolchados o rellenos.

3.2 Principios de funcionamiento

La máquina consiste en un cortador (cinta de corte) que aprieta las ruedas (volantes), los mismos que suben o bajan en un mecanismo, mediante un sistema controlado por un microcontrolador. Trabaja como sigue: para cortar el espesor deseado el mecanismo sube o baja una altura predefinida, después que el cortador esté ubicado correctamente en la posición deseada la operación entra en estado de trabajo automático, luego la mesa de trabajo lleva la espuma que se rebanará por el cortador de la cinta en las ruedas giratorias. Después de rebanar, el sensor inductivo enviará al microcontrolador una señal que le permitirá accionar el motorreductor en acción inversa lo que permitirá que la mesa de desplazamiento regrese a la posición original. En este tiempo el programa, solicitará un nuevo espesor de corte lo que accionará al mecanismo para bajar el valor deseado, e iniciará una nueva secuencia de operación.

3.3 Parámetros de diseño.

Uno de los volantes recibe el impulso motor, mientras que el otro volante es arrastrado por la cinta. Las llantas de los volantes deben estar provistas de un bandaje (corcho, goma) que facilita el apoyo elástico de la hoja, conserva la vía en las hojas estrechas, disminuye el ruido y absorbe las variaciones instantáneas del esfuerzo de corte.

Reducida a sus partes principales, una sierra de cinta se compone de un bastidor soportando dos volantes equilibrados superpuestos en un mismo plano y sobre los cuales se enrolla una hoja de sierra sin fin llamada cinta.

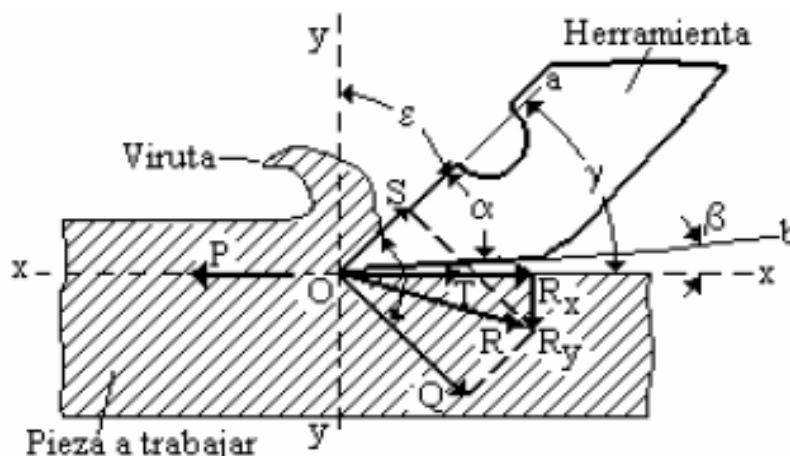


Fig.3.3. Principio de arranque de viruta

La hoja está guiada por encima y debajo de la línea de corte por guías en madera o metálicas. El guiado tiene por finalidad dar a la hoja un aseguramiento contra la presión de avance ejercida de delante hacia atrás y eliminar los desplazamientos laterales.

El triscado tiene como objeto facilitar el corte libre, es decir, que las puntas de los dientes deben abrir un camino más ancho que el espesor de la hoja para que no se establezca rozamiento entre la superficie de la hoja y las paredes del corte, evitando de este modo el posible riesgo de lanzamiento de la pieza por atascamiento de la hoja. El triscado debe alcanzar 1/3 de la profundidad del diente y no sobresalir lateralmente más del doble del espesor de la hoja de sierra.

Dentro de los parámetros de diseño que consideraremos como los más importantes son:

3.3.1. Cálculo de la fuerza de desplazamiento longitudinal.

TABLA II. FACTOR DE ROZAMIENTO DE LLANTAS DE ACERO SOBRE RIELES DE ACERO (Galton)

Vel(mi/h)	Arranque	6,8	13,5	27,3	40,9	54,4	60
F	0,242	0,088	0,072	0,07	0,057	0,038	0,027

$W_{\text{BLOQUE POLIURETANO}} = 100 \text{ Kg}$

$W_{\text{MDF}} = 46 \text{ Kg}$ (plancha de 2,44 x 1,22 x 0,01 m)

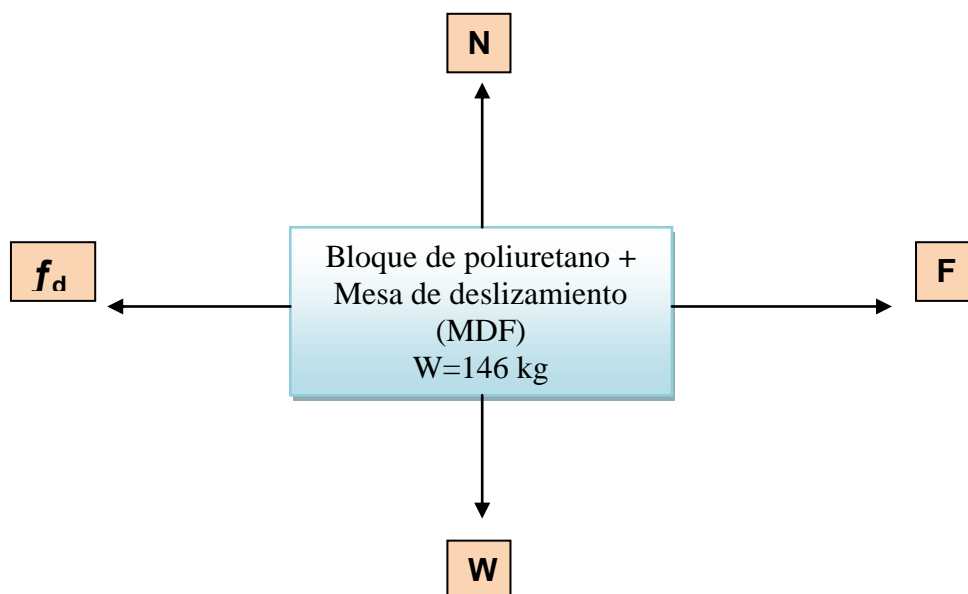


Fig. 3.4. Diagrama de fuerzas aplicadas para mover el bloque de poliuretano.

$$\sum F_x = 0$$

$$F - f_d = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N - W = 0$$

$$f_d = f * \#_{\text{ruedas}} * N \quad (3.2)$$

Siendo:

f_d : Fuerza deslizamiento

f : Coeficiente de fricción por deslizamiento

N : Normal

de ruedas: 4

F : Fuerza requerida

$$N = W$$

$$N = 146 \text{ Kg}$$

$$f_d = f * \#_{\text{ruedas}} * N$$

$$f_d = 0,242 * 4 * 146 \text{ Kg}$$

$$f_d = 141,3 \text{ Kg}$$

$$F = f_d$$

$$F = 141,3 \text{ Kgf}$$

$$F = 141,3 \text{ Kgf} * \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}}$$

$$F = 1385,1 \text{ N}$$

3.3.2. Cálculo de la velocidad de corte requerida.

Para este caso se requiere calcular la velocidad de corte en el material que se utilizará, para lo cual se recurre a un ensayo experimental, en donde:

$$V_c = \frac{L}{t} \quad (3.3) \quad [\text{Ref.1}]$$

Siendo:

V_c : Velocidad de corte en sentido frontal

L : Longitud de corte

t : tiempo de corte

Datos experimentales:

L=44cm

TABLA III. VELOCIDAD DE AVANCE OBTENIDO EXPERIMENTALMENTE

# Probeta	Tiempo 1 (s)	Tiempo 2 (s)	Tiempo promedio (s)	Velocidad de corte (cm/s)	Velocidad Promedio (cm/s)
1	5,47	5,5	5,485	8,022	8,00
2	5,87	5,9	5,885	7,477	
3	4,95	6,5	5,725	7,686	
4	5,26	5,7	5,48	8,029	
5	5,47	5,2	5,335	8,247	
6	5,41	5,4	5,405	8,141	
7	5,25	5,2	5,225	8,421	

Por tanto la velocidad de corte experimental es 8,00 cm/seg.

Debido a que existe un riesgo de error en las pruebas se procede a tomar un factor de ponderación el mismo que ayudará a tener valores más confiables y seguros en los cálculos.

Por lo tanto se tiene que:

$$V_C = V_C(\text{exp.}) * f_p \quad (3.4)$$

Donde:

V_C : Velocidad de corte

$V_C(\text{exp.})$: Velocidad de corte obtenido experimentalmente

f_p : Factor de ponderación igual a 1,5

Por lo tanto:

$$V_C = 8 \text{ cm/s} * 1,5$$

$$V_C = 12 \text{ cm/s}$$

$$V_C = 7,2 \text{ m/min}$$

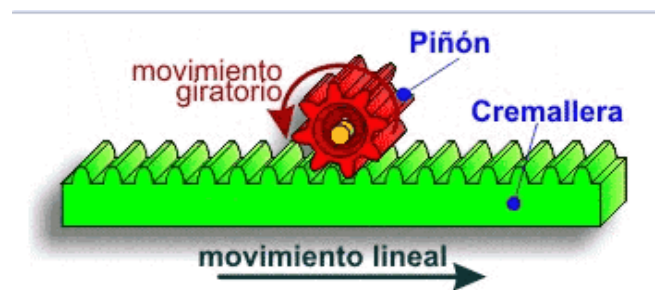
3.4 Análisis y selección de alternativas.

3.4.1 Sistema de deslizamiento longitudinal mediante actuador lineal.

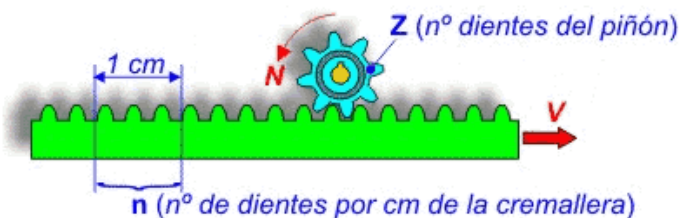
Para que se produzca el desplazamiento del sistema de corte (desplazamiento longitudinal) se puede utilizar actuadores lineales hidráulicos o neumáticos, este tipo de actuadores son de grandes o bajas potencias, esta es una de sus principales ventajas. La selección de un actuador está en función de la fuerza (peso) que tienen que vencer.

3.4.2 Sistema de deslizamiento longitudinal mediante relación piñón cremallera.

La cremallera tipo es una banda dentada, de sección generalmente cuadrada, rectangular o circular; y que puede considerarse como una rueda de radio infinito.



La relación entre la velocidad de giro del piñón (N) y la velocidad lineal de la cremallera (V) depende de dos factores: el número de dientes del piñón (Z) y el número de dientes por centímetro de la cremallera (n).



Por cada vuelta completa del piñón la cremallera se desplazará avanzando tantos dientes como tenga el piñón. Por tanto se desplazará una distancia:

$$d = z/n$$

$$d = \frac{10 \text{ dientes}}{1 \frac{\text{dientes}}{\text{cm}}} = 10 \text{ cm}$$

y la velocidad del desplazamiento será:

$$V = N \cdot (z/n)$$

Si la velocidad de giro del piñón (**N**) se da en revoluciones por minuto (r.p.m.), la velocidad lineal de la cremallera (**V**) resultará en centímetros por minuto (cm/minuto).

Si se tiene una velocidad de desplazamiento recomendada, entonces:

$$\frac{z}{n} = \frac{V}{N}$$

$$\frac{z}{n} = \frac{8 \frac{m}{min}}{120 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{1 rev}} = 1,06 cm$$

3.4.3 Sistema de deslizamiento longitudinal mediante moto-reductor y cadena.

Datos :

Diámetro de Catalina= 11cm

Velocidad de avance= 12cm/seg

Fuerza de desplazamiento horizontal (Fdh)=141,3Kgf

Factor de ponderación (fp)=1,42

Desarrollo:

$$\text{Fuerza de diseño (Fd)} = Fdh * fp \quad (3.5)$$

$$\text{Fuerza de diseño (Fd)} = 141.3 * 1,42$$

$$\text{Fuerza de diseño (Fd)} = 200 \text{ Kgf}$$

Velocidad de rotación del motorreductor

$$\vec{V} = \vec{\omega} * radio \quad (3.6)$$

$$\vec{\omega} = \frac{\vec{V}}{radio}$$

$$\vec{\omega} = \frac{12cm/seg}{5,5cm} = 2,1 \frac{rad}{seg}$$

$$\vec{\omega} = 2,1 \frac{rad}{seg} * \frac{1rev}{2\pi rad} * \frac{60seg}{1min} = 20 rev/min$$

Torque

$$Torque = F_d * radio \quad (3.7)$$

$$Torque = 200 \text{ Kg} * 5,5 \text{ cm}$$

$$Torque = 1100 \text{ Kg} - \text{cm}$$

Potencia requerida

$$Potencia \text{ mecánica} = T * \vec{\omega} \quad (3.8)$$

$$Potencia \text{ mecánica} = 1100 \text{ Kg} - \text{cm} * 2,1 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} * \frac{9,81 \text{ Joule}}{1 \text{ Kg} - \text{m}}$$

$$Potencia \text{ mecánica} = 226,6 \frac{\text{J}}{\text{seg}} (\text{watt}) * \frac{1 \text{ hp}}{745,7 \text{ watt}} = 0,31 \text{ hp}$$

$$Potencia \text{ requerida} = \frac{Potencia \text{ Mecánica}}{\text{Rendimiento}}$$

$$Potencia \text{ requerida} = \frac{0,31 \text{ hp}}{0,9}$$

$$Potencia \text{ requerida} = 0,34 \text{ hp}$$

3.5 Diseño del sistema de corte.

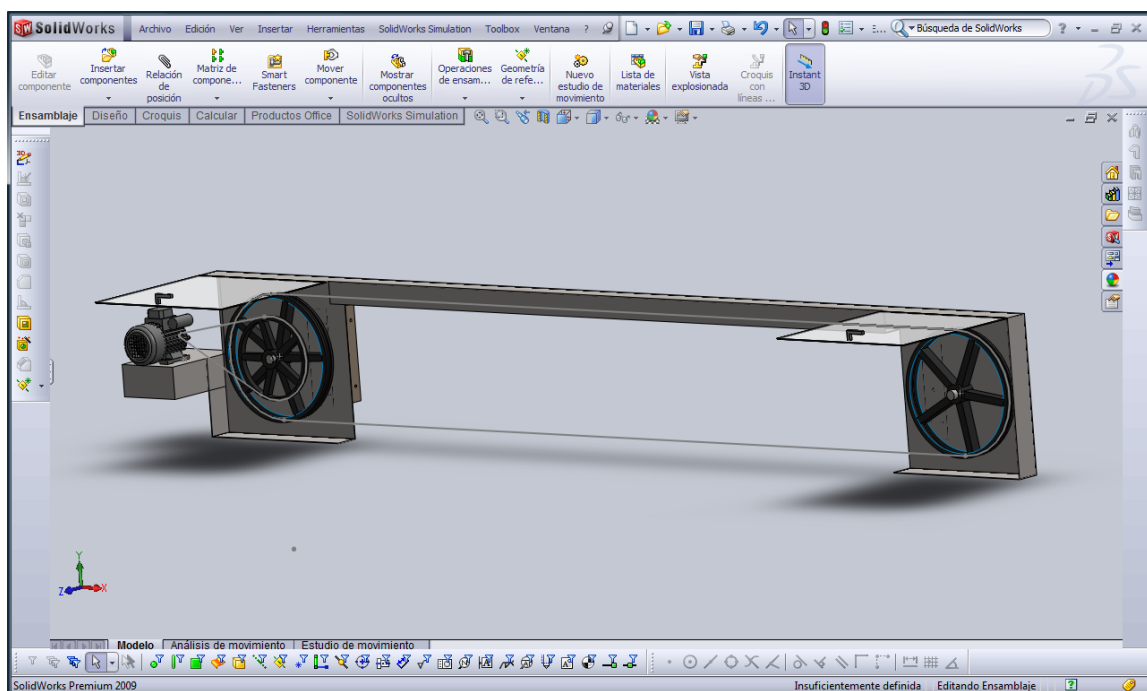


Fig. 3.5. Diseño del sistema de corte.

- **Área crítica de trabajo**

Debido a que la presente maquina se basa tan solo en cortes horizontales el área de corte estará en función del espesor de la cinta, la cual será constante, así siendo se utilizará una cinta de 1,425 mm de espesor que es la cinta que generalmente se utiliza para estos casos. Así también se debe recalcar que no se puede tomar el espesor nominal de la cinta ya que esta cuenta con un trabado en los dientes conocido con el nombre de triscado, el mismo que permite que no se produzca un rozamiento entre la superficie de la hoja y la zona de corte provocando de esta manera un exceso de esfuerzo en el corte, este triscado es recomendable que no sobrepase el doble del espesor de la cinta, pero para éste diseño se tomará un triscado de 2 espesores de la cinta es decir 2,85mm.

Observando el siguiente esquema podemos entender mejor a que se refiere cuando se habla de área de corte.

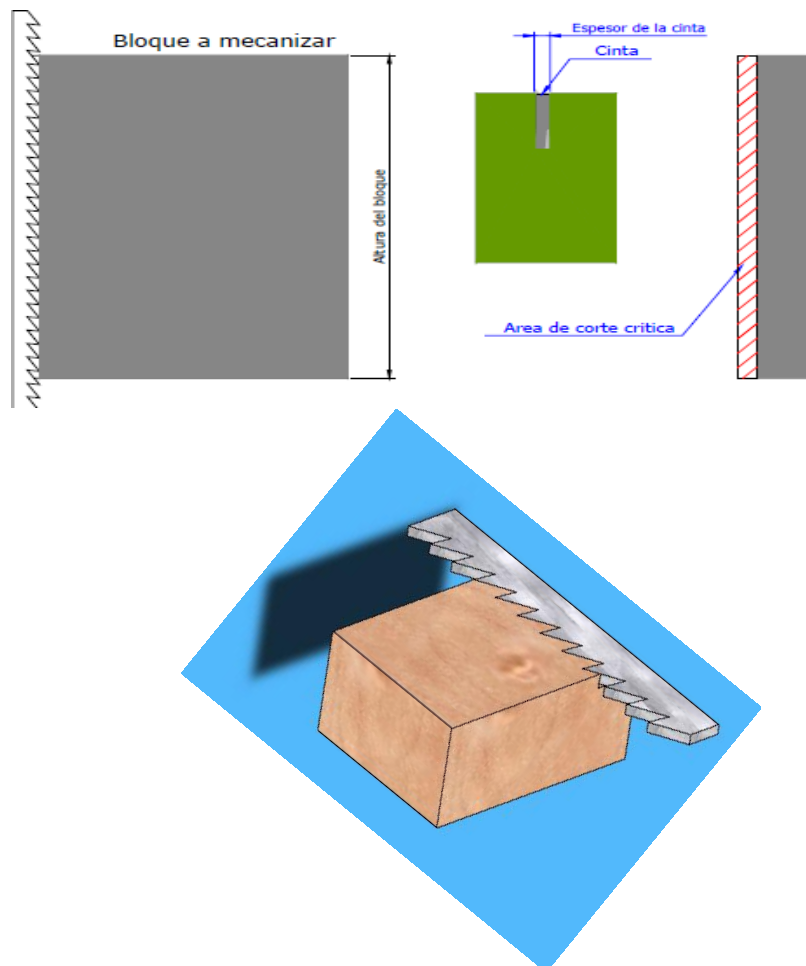


Fig. 3.6. Área de corte crítico.

Por lo tanto el área de corte quedaría dada por la expresión:

$$A = 2,85 * H \quad (\text{mm}^2) \quad (3.9)$$

Nota: En el área de corte crítico se considera un factor de 3 debido a que la longitud de la sierra de cinta es grande y existirá un cierto pandeo lo que ocasionará un mayor espesor en el área de corte.

Por tanto la expresión quedará de la siguiente manera:

$$A = 3 * H \quad (\text{mm}^2) \quad (3.10)$$

Donde: H = Ancho del bloque (mm)

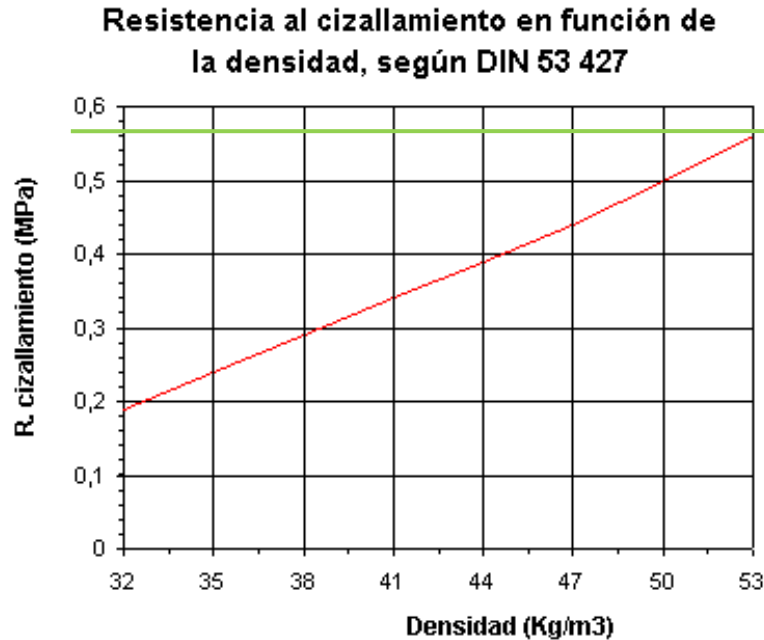
- **Fuerza específica de corte (F_{ec})**

Antes de hallar la fuerza de corte necesaria para cizallar el material es necesario saber cuál es su densidad, por tanto se procede a encontrarlo experimentalmente de las probetas de poliuretano que se utilizaron en la práctica, obteniéndose los siguientes resultados:

TABLA IV. DENSIDAD OBTENIDA EXPERIMENTALMENTE DE LA ESPUMA DE POLIURETANO

#Probeta	Masa (gr)	Masa (kg)	Dimensiones (mm)	Volumen (m ³)	Densidad (kg/m ³)
1	191,75	0,192	270x190x75	0,00385	49,87
2	76,3	0,0763	170x130x70	0,00155	49,22
3	73,65	0,0737	170x115x73	0,00143	51,54
Promedio					50,21

Con ésta referencia la máquina para cortar espuma de poliuretano estará proyectada para cortar bloques de hasta 53 kg/m³, tal como se muestra en la figura siguiente:



Teniendo una estimación aproximada de 53 kg/m3 se tiene que ésta densidad tiene una resistencia al cizallamiento de 0,57 MPa, por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_{Ciz} = 0,56 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * \frac{1 Kg}{9,81 N} * \frac{(1m)^2}{(100 cm)^2} = 5,71 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{Ciz} = 5,71 \frac{Kg}{cm^2} * \frac{(1cm)^2}{(10mm)^2} = 0,057 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$F_{ec} = 0,057 \frac{Kg}{mm^2}$$

- **Velocidad de corte**

V_{corte} = 7,2 m/min (Obtenido experimentalmente)

Una alta velocidad de corte permite realizar la operación en menos tiempo pero acelera el desgaste de la herramienta, pero debido a que el material tiene una baja resistencia al corte, el desgaste es mínimo.

- **Cálculo de la potencia útil de corte**

$$F_{ec} = \frac{F_{CORTE}}{Area_{CORTE}} \quad (3.11)$$

$$F_{CORTE} = F_{ec} * Area_{CORTE} \quad (3.12)$$

Siendo ;

$$F_{ec} = 0,057 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$A = 3 \times 2000 = 6000 \text{ mm}^2 = 60 \text{ cm}^2$$

entonces :

$$F_{CORTE} = 5,81 \frac{Kg}{cm^2} * A$$

$$F_{CORTE} = 5,71 \frac{Kg}{cm^2} * 60 \text{ cm}^2 = 342,6 \text{ Kgf}$$

$$Pot_{MEC} = F_{CORTE} * V_{CORTE} \text{ (experimentalmente)} \quad (3.13)$$

$$Pot_{MEC} = 342,6 \text{ kg} * 7,2 \frac{m}{min}$$

$$Pot_{MEC} = 2466,72 \frac{Kg - m}{min} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * \frac{9,81 \text{ J}}{1 \text{ Kg} - m}$$

$$Pot_{MEC} = 403,31 \frac{J}{seg} (\text{watts}) * \frac{1 \text{ hp}}{745,7 \text{ watts}}$$

$$Pot_{MEC} = 0,541 \text{ hp}$$

$$Pot_{ELEC} = \frac{Pot_{MEC}}{\eta} \quad \eta : \text{rendimiento electrico} \quad (3.14)$$

$$Pot_{ELEC} = \frac{0,54 \text{ hp}}{0,9}$$

$$Pot_{ELEC} = 0,6 \text{ hp}$$

$$Pot_{ELEC} \cong 3/4 \text{ hp}$$

- **Selección de poleas**

Datos:

Potencia del motor (Pot.1) = $\frac{3}{4}$ hp

Número de revoluciones de salida del motor (n_1)=1400 rpm

Velocidad de corte (VC)= 1,5 m/s (Recomendado) [Ref.1]

Diámetro de polea conducida (D_2)=0,35 m.

Nota: El diámetro de la polea conducida es un parámetro máximo requerido, por tal razón es un valor dado.

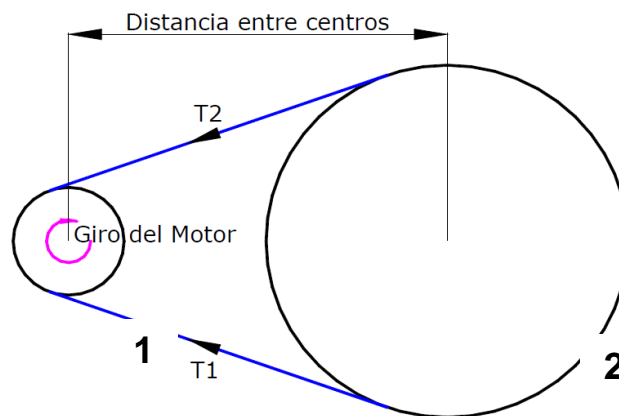


Fig. 3.7. Transmisión de potencia mediante banda.

Determinación del diámetro del eje motriz.

Relación de transmisión (k)= 6 (asumido con el fin de disminuir al máximo posible la velocidad de la polea conducida).

$$k = \frac{D_2}{d_1} \rightarrow d_1 = \frac{D_2}{k} \quad (3.15)$$

$$d_1 = \frac{0,35 \text{ m}}{6}$$

$$d_1 = 0,058 \text{ m}$$

$$d_1 = 6 \text{ cm}$$

Determinación del número de revoluciones del eje conducido.

$$k = \frac{D_2}{d_1} = \frac{n_1}{N_2}$$

$$k = \frac{n_1}{N_2}$$

Siendo;

$n_1=1400$ rpm (Velocidad estándar)

$k=6$ (Relación de transmisión)

Entonces;

$$N_2 = \frac{n_1}{k} = \frac{1400 \text{ rpm}}{6}$$

$$N_2 = 233,3 \text{ rpm}$$

- **Selección de la banda de transmisión**

a) Factor de corrección de potencia

Datos:

Pot.₁=0,75 hp;

Siendo; 1 cv= 0,986 hp

Pot.₁=0,761 cv

Tipo de servicio= Ligero

Condición de trabajo= < 6 hrs diarias

$c=1$ (**ANEXO I**)

$$P_C = P * c \tag{3.16}$$

Donde;

P_C: Potencia corregida

P: Potencia requerida

c: Factor de corrección

$$P_C = 0,761 * 1$$

$$P_C = 0,761 \text{ cv}$$

$$P_C = 0,75 \text{ hp}$$

b) Selección de la banda

Con la potencia corregida y la velocidad motriz tenemos:

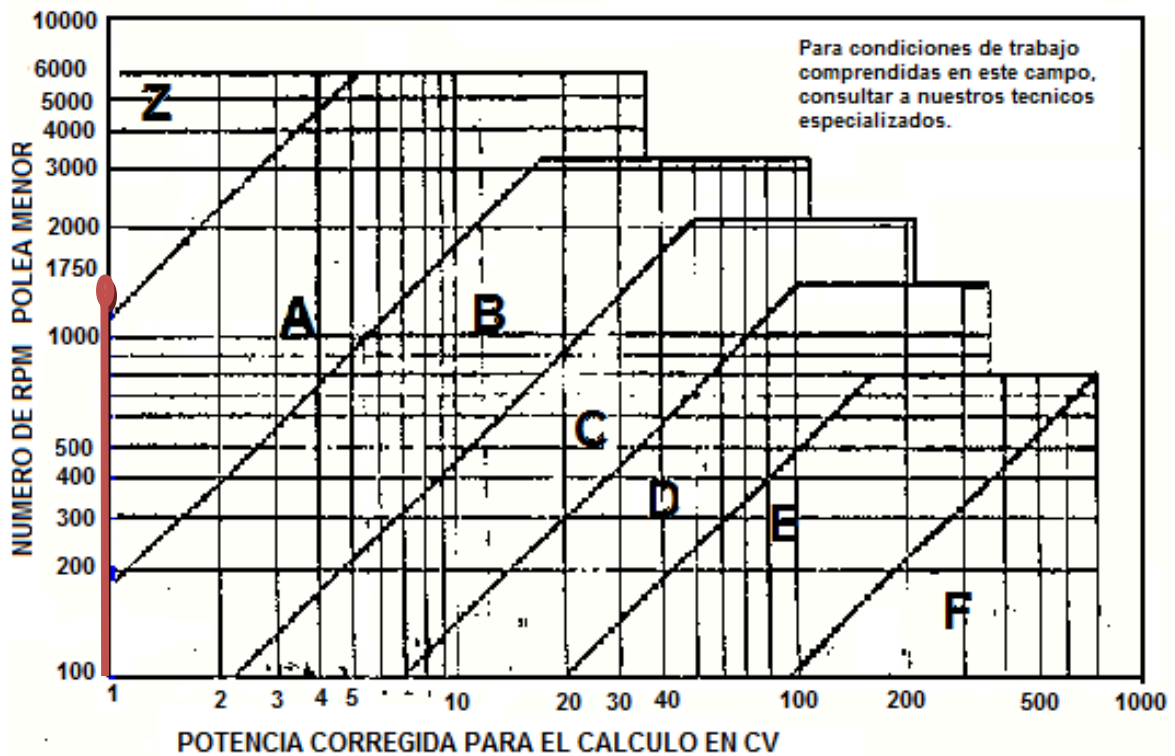


Fig.3.8. Diagrama para selección del tipo de banda.

Por tanto se selecciona una banda tipo Z

c) Elección de los diámetros primitivos D y d de las poleas (ANEXO II)

Para un diámetro $d_1=60$ mm se tiene que el ángulo de garganta recomendado es el de 34° .

$$D_2 = k * d_1$$

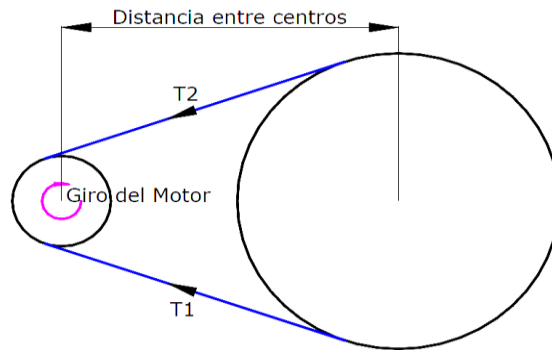
Siendo

$$d_1 = 60 \text{ mm} + (\text{Recomendado según ANEXO III})$$

$$D_2 = 6 * 60 \text{ mm}$$

$$D_2 = 360 \text{ mm}$$

d) Distancia entre ejes



$$I \geq D \quad \text{Para } k > 3 \quad (3.17)$$

$$I \geq 350 \text{ mm}$$

e) Longitud primitiva de la banda

$$L = 2I + 1,57(D_2 + d_1) + \frac{(D_2 - d_1)^2}{4I} \quad (3.18)$$

$$L = 2(350) + 1,57(350 + 60) + \frac{(350 - 60)^2}{4(350)}$$

$$L = 1343,9 \text{ mm}$$

$$L' = 1285 \text{ mm}$$

Tipo de banda (ANEXO IV)

Z (10x6) mm

Z51

f) Distancia entre centros real

$$I_{REAL} = I \pm \frac{L - L'}{2} \quad (3.19)$$

$$I_{REAL} = 350 \pm \frac{1343,9 - 1285}{2}$$

$$I_{REAL} = 350 + (29,45)$$

$$I_{REAL} = 379,45 \text{ mm}$$

$$I_{REAL} \cong 380 \text{ mm}$$

g) Ángulo de contacto

$$\gamma = 180^\circ - 57 \left(\frac{D_2 - d_1}{I_{REAL}} \right) \quad (3.20)$$

$$\gamma = 180^\circ - 57 \left(\frac{350 - 60}{380} \right)$$

$$\gamma = 136,5^\circ$$

h) Potencia Transmisible por la banda

$$P_a = (P_b + P_d) C_x C_i \quad (3.21)$$

De donde;

$$P_b \rightarrow \text{ANEXO V}$$

$$P_d \rightarrow \text{ANEXO V}$$

Para hallar tanto C_x como C_i , procedemos a interpolar los datos obtenidos:

$C_x \rightarrow \text{ANEXO VI:}$

$$\frac{140 - 136,5}{140 - 135} = \frac{0,89 - C_x}{0,89 - 0,87}$$

$$C_x = 0,876$$

$C_i \rightarrow \text{ANEXO VII:}$

$$\frac{53 - 51}{53 - 48} = \frac{1 - C_i}{1 - 0,98}$$

$$C_i = 0,992$$

Finalmente reemplazando en la ecuación inicial tenemos

$$P_a = (0,57 + 0,09) * 0,876 * 0,992$$

$$P_a = 0,574$$

i) Determinar el número de bandas

$$\# \text{ Bandas} = \frac{P_c}{P_a} \quad (3.22)$$

$$\# \text{ Bandas} = \frac{0,761}{0,574}$$

$$\# \text{ Bandas} = 1,31$$

j) Velocidad periférica

$$V = \frac{0,052 * d_1 * n_1}{1000} \quad (m/s) \quad (3.23)$$

$$V = \frac{0,052 * 60mm * 1400 \text{ rpm}}{1000} \quad (m/s)$$

$$V = 4,4 \quad (m/s)$$

- **Determinación de guías de la sierra de cinta**



Fig.3.9. Guía de sierra de cinta.

Diámetro de rodamientos= 3cm

Tubo cedula 40 → Diámetro = 1/2 in, Longitud=12cm

Tubo cédula 40 → Diámetro de = 3/4 in, Longitud=22 cm

- **Determinación de parámetros de sierra de cinta**

Esto se determina en función de parámetros comerciales.

Ancho= 20 mm

Espesor= 1,425 mm

Longitud=6,33 mts

3.6 Diseño del sistema de desplazamiento longitudinal.

Datos iniciales requeridos por la empresa:

Ancho útil de corte: 2000 mm

Longitud de corte: hasta 2000 mm

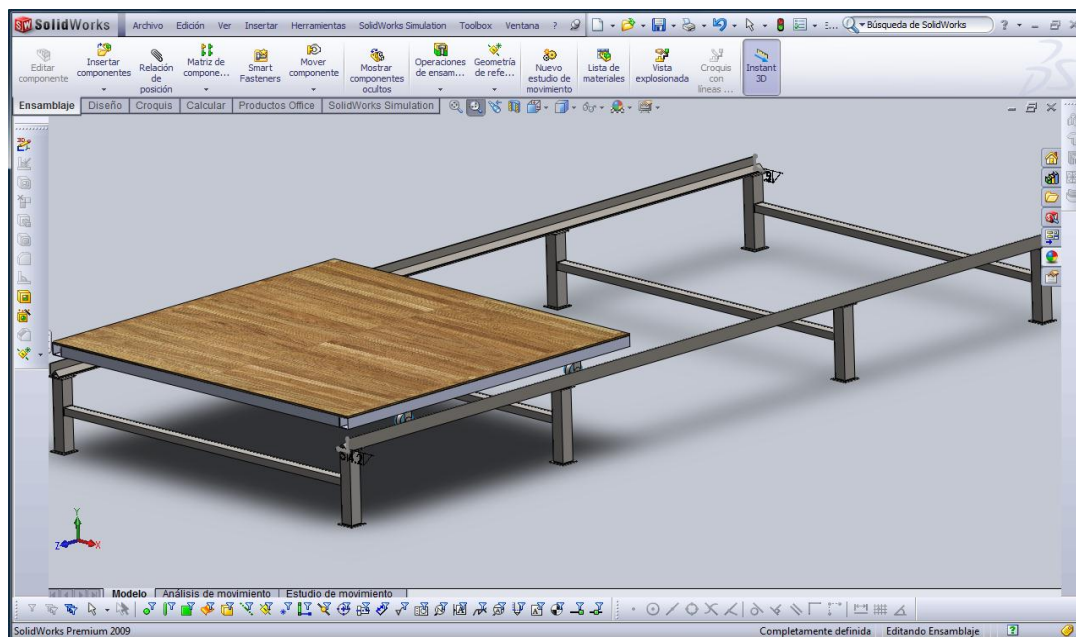


Fig. 3.10. Diseño del sistema de desplazamiento longitudinal.

3.7 Diseño del sistema de desplazamiento vertical.

Diagrama cinemático

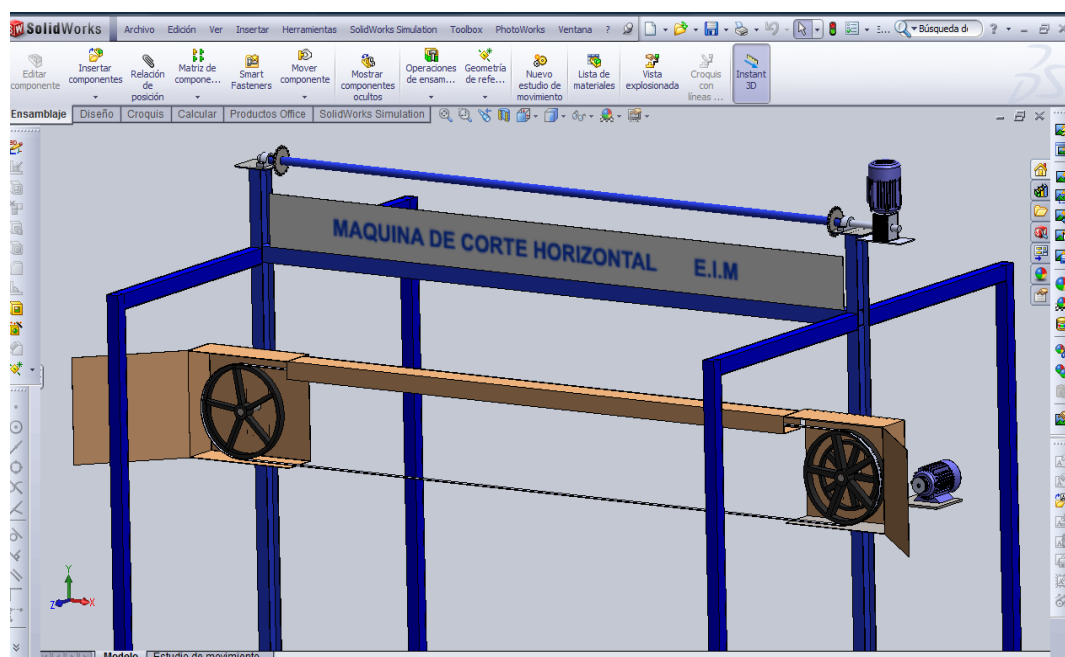


Fig. 3.11. Diagrama cinemático de sistema de desplazamiento vertical.

Cálculo de la potencia de elevación del sistema de corte

$$V = \varpi * n \quad (3.24)$$

Siendo:

$$V=0,2 \text{ m/s}$$

$$r= 5,5 \text{ cm}= 0,055\text{m (Radio de la catalina)}$$

Entonces:

$$n = \frac{V}{r} = \frac{0,2 \frac{m}{seg}}{0,055 m}$$

$$n = 3,64 \frac{rad}{seg} * \frac{1 rev}{2 \pi rad} * \frac{60 seg}{1 min}$$

$$n = 34,75 \frac{rev}{min} \cong 35 rpm$$

$$Pot._{MEC} = T * n \quad (3.25)$$

Siendo:

$$T=280,5 \text{ Kg-cm (calculado)}$$

$$n=3,64 \text{ rad/seg}$$

Entonces:

$$Pot._{MEC} = 280,5 \text{ Kg} - \text{cm} * 3,64 \frac{rad}{seg}$$

$$Pot._{MEC} = 1021,02 \frac{\text{Kg} - \text{cm}}{seg} * \frac{1 m}{100 cm} * \frac{9,8 J}{1 \text{ Kg} - m}$$

$$Pot._{MEC} = 100,06 \frac{J}{seg} (\text{watt})$$

$$Pot._{MEC} = 100,06 \frac{J}{seg} (\text{watt}) * \frac{1 hp}{745,7 \text{ watt}}$$

$$Pot._{MEC} = 0,134 hp$$

$$Pot._{ELEC.} = \frac{Pot._{MEC}}{\eta} = \frac{0,134}{0,65} = 0,2 \text{ hp}$$

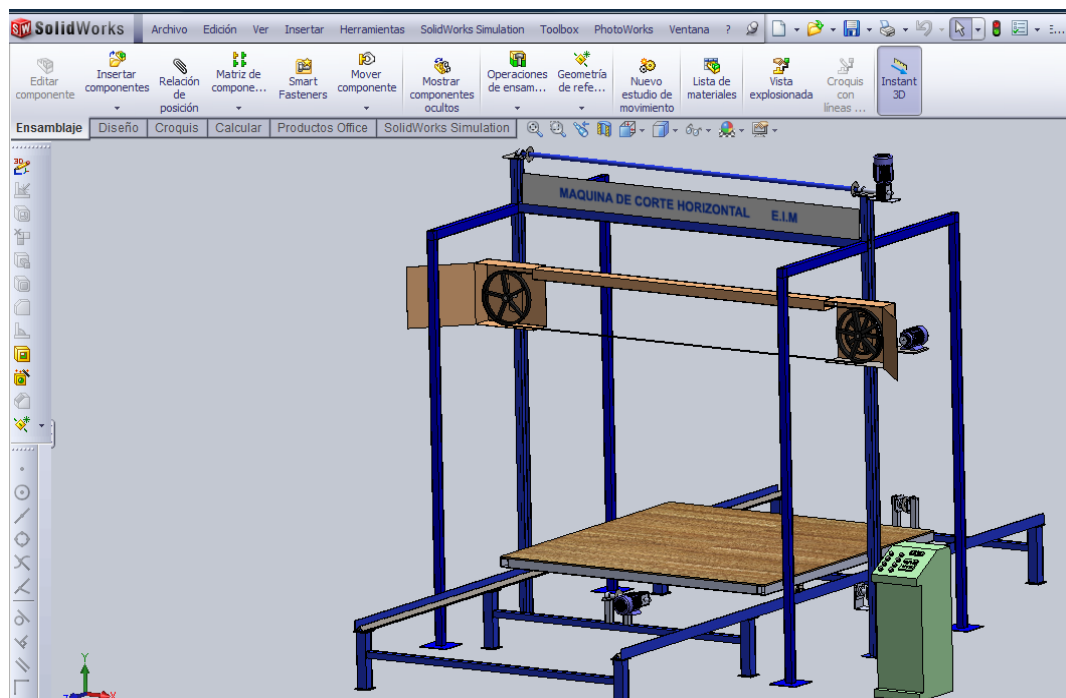


Fig. 3.12. Diseño de máquina de corte para bloques de espuma de poliuretano.

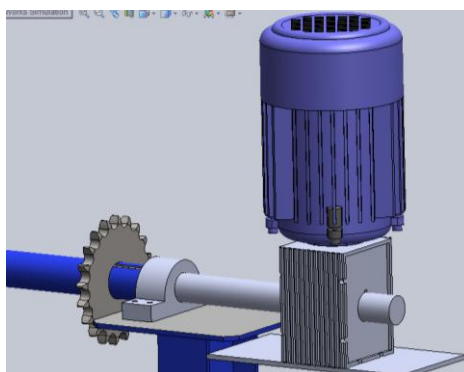
Selección de la cadena para transmisión

Potencia requerida=0,2 hp

Potencia comercial=0,5 hp

Velocidad de la rueda motriz (N_3)= 52 rpm

Distancia entre centros= 2700 mm



- a) De acuerdo con el tipo de unidad conducida y condición de operación determinamos el factor de servicio

$$D_{HP} = HP * F_s \quad (3.26)$$

Donde:

D_{HP} : Potencia de diseño

HP: Potencia requerida

F_s: Factor de servicio =1,3(**ANEXO VIII**)

Tipo de carga=Fluctuante

Entonces:

$$D_{HP} = 0,5 \cdot 1,3$$

$$D_{HP} = 0,65 \text{ hp}$$

b) Determinación del número de cadena y tamaño de catalina motriz (ANEXO IX)

Con D_{HP} y la velocidad de la catalina motriz (en rpm) tenemos:

Cadena # 50

Número de dientes= 21

c) Relación de transmisión

$$R = \frac{N \text{ (motriz)}}{n \text{ (conducida)}} \quad (3.27)$$

$$R = \frac{52 \text{ rpm}}{52 \text{ rpm}}$$

$$R = 1$$

d) Longitud de cadena requerida

$$L = 2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C} \quad (3.28)$$

Donde;

L: Longitud de la cadena (eslabones).

Z1: Número de dientes de la catalina motriz

Z2: Número de dientes de la catalina conducida

K: Coeficiente según D

C: Distancia entre centros (in) multiplicado por el paso.

$$S = Z1 + Z2$$

$$D = Z1 - Z2$$

Entonces;

$$C = 106 \text{ in} \times 0,625 \text{ in}$$

$$C = 66,25$$

$$L = 2C + \frac{21+21}{2} + \frac{0}{C}$$

$$L = 2(66,25) + \frac{21+21}{2}$$

$$L = 154 \text{ eslabones}$$

$$L = 154 \text{ eslabones} \times 0,625 \text{ in}$$

$$L = 96,25 \text{ in}$$

$$L = 96,25 \text{ in} * \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}$$

$$L = 2444,75 \text{ mm}$$

$$L = 2,45 \text{ m}$$

e) Determinamos la dimensión de la catalina motriz.

Según tabla de dimensiones de piñones tipo B. (ANEXO X)

$$\varnothing_{\text{TOTAL}} = 113,8 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{MANZANA}} = 82,55 \text{ mm}$$

$$\text{Largo de la manzana} = 19,86 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 15,87 \text{ mm}$$

f) Capacidad de potencia transmisible KJ

Según la tabla de capacidades transmisibles tenemos en (ANEXO XI):

$$P_b = 0,9$$

g) Número de cordones

$$\# \text{cordones} = \frac{D_{HP}}{P_b} \quad (3.29)$$

$$\# \text{cordones} = \frac{0,65}{0,9}$$

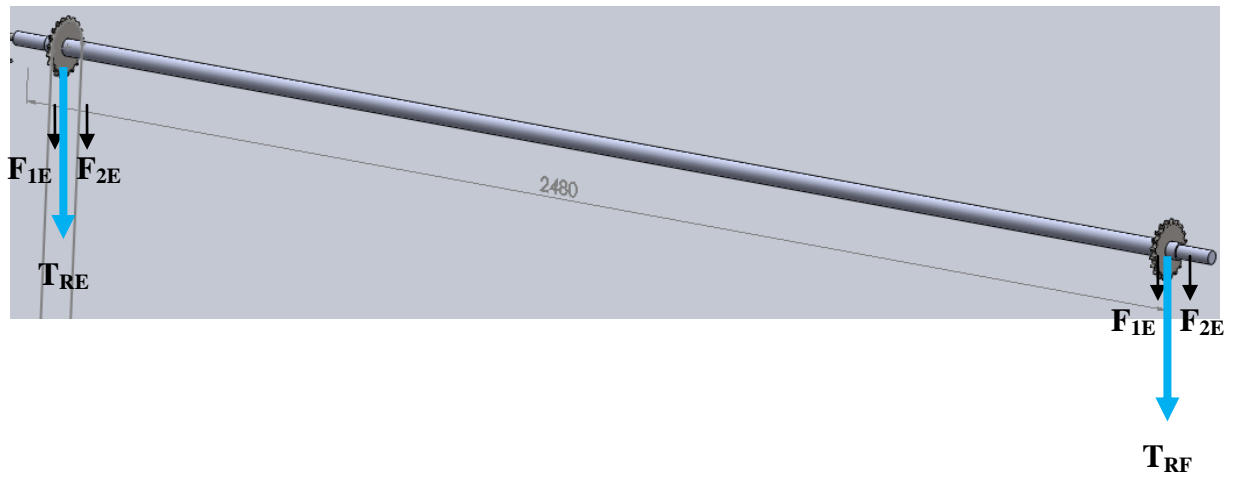
$$\# \text{cordones} = 0,72$$

$$\# \text{cordones} \cong 1$$

h) Tipo de lubricante

Lubricación **Tipo A**: A mano, con aceitera o brocha

Diseño del eje de transmisión



Cálculo de reacciones

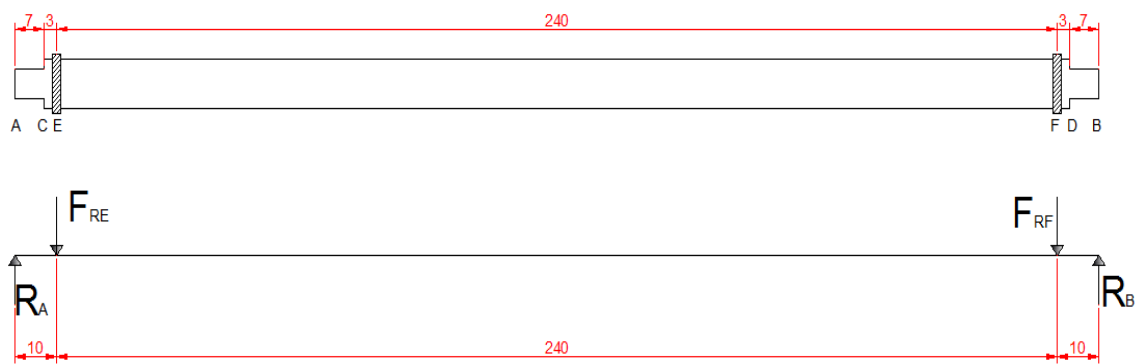


Fig.3.13. Fuerzas actuantes en eje de transmisión. (Medidas en cm).

$$\text{Asumir que } F_{1E} = 2F_{2E} \quad (3.30)$$

$$F_{RE} = F_{1E} + F_{2E} \quad (3.31)$$

$$F_{RE} = 2F_{2E} + F_{2E}$$

$$F_{RE} = 3F_{2E}$$

$$F_{RE} = \frac{3}{2} F_{1E} ; \text{ De donde } F_{1E} = 51 \text{ kg} \quad (3.32)$$

Peso (Asumido) 30 kg; con un factor de ponderación $f_s = 1,7$

Peso asumido = 51kg.

$$\sum M_A = 0 - \downarrow + \uparrow ; F_{RE} = F_{RF}$$

$$-F_{RE}(10) - F_{RF}(250) + R_B(260) = 0$$

$$R_B(260) = F_{RE}(260)$$

$$R_B = F_{RE} = \frac{3}{2}F_{1E} \quad (3.33)$$

$$R_B = F_{RE} = \frac{3}{2}(51 \text{ kg})$$

$$R_B = F_{RE} = 76,5 \text{ kg}$$

$$R_B = R_A = 76,5 \text{ kg}$$

Cálculo del torque en el eje

$$\text{Torque Resultante} = T_R$$

$$T_{RE} = T_1 - T_2 \quad (3.34)$$

$$T_{RE} = (F_{1E} \times r) - (F_{2E} \times r) \quad (3.35)$$

$$T_{RE} = (F_{1E} - F_{2E}) \times r$$

$$T_{RE} = \left(F_{1E} - \frac{1}{2}F_{1E} \right) \times r$$

$$T_{RE} = \left(\frac{1}{2}F_{1E} \right) \times r ; \text{ de donde } r = 5,5 \text{ cm}$$

$$T_{RE} = \left(\frac{1}{2} \times 51 \text{ kg} \right) \times 5,5 \text{ cm}$$

$$T_{RE} = 140,25 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_R = T_{RE} + T_{RF} : T_{RE} = T_{RF} \quad (3.36)$$

$$T_R = 2T_{RE}$$

$$T_R = 2(140,25 \text{ kg} - \text{cm})$$

$$T_R = 280,5 \text{ kg} - \text{cm} \quad (\text{en el eje})$$

Diagrama de cortante

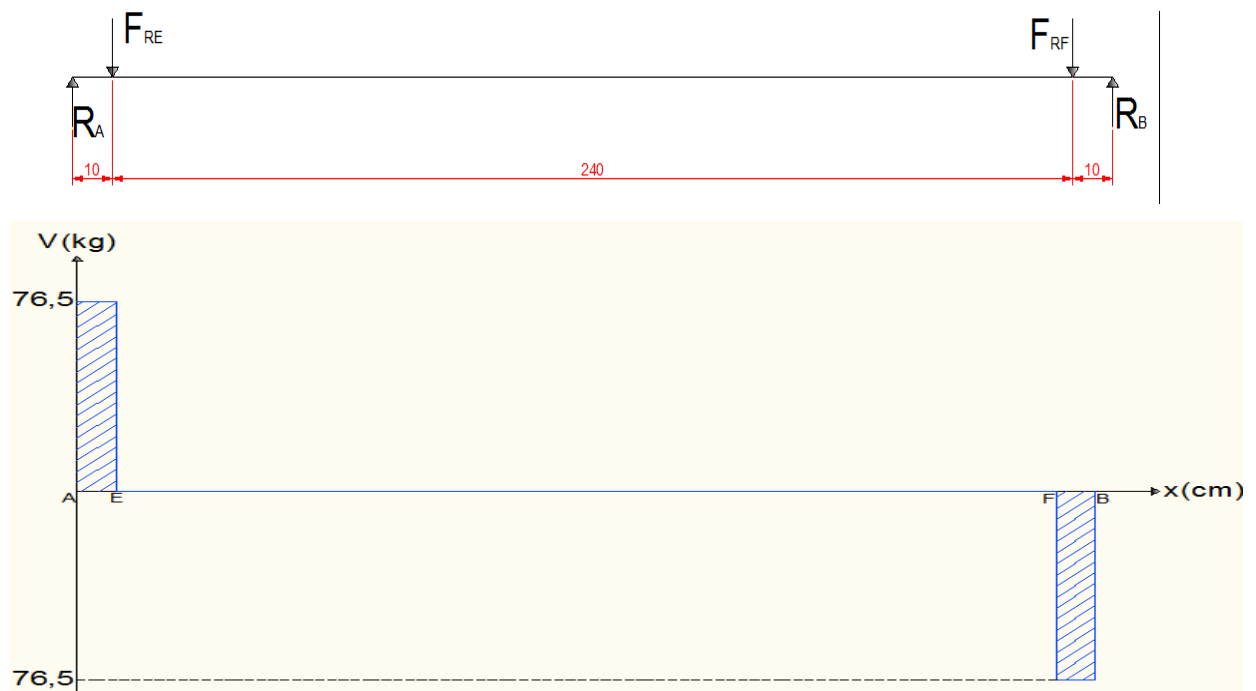


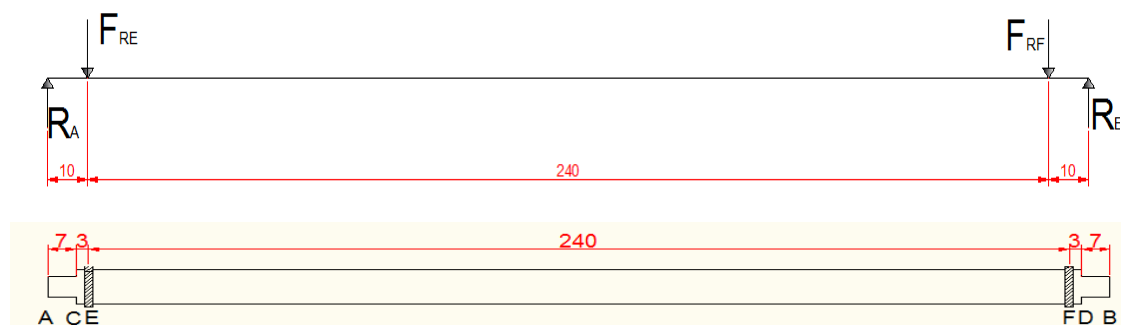
Fig.3.14. Diagrama de cortante en el plano xz..

$$\sigma = \frac{M \times C}{I}; \quad (3.37)$$

$$\text{de donde: } I = \frac{\pi \times d^4}{64}; C = \frac{d}{2} \quad (3.38)$$

$$\sigma = \frac{M \times \frac{d}{2}}{\frac{\pi \times d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi \times d^3} \quad (3.39)$$

Diagrama de momento flector



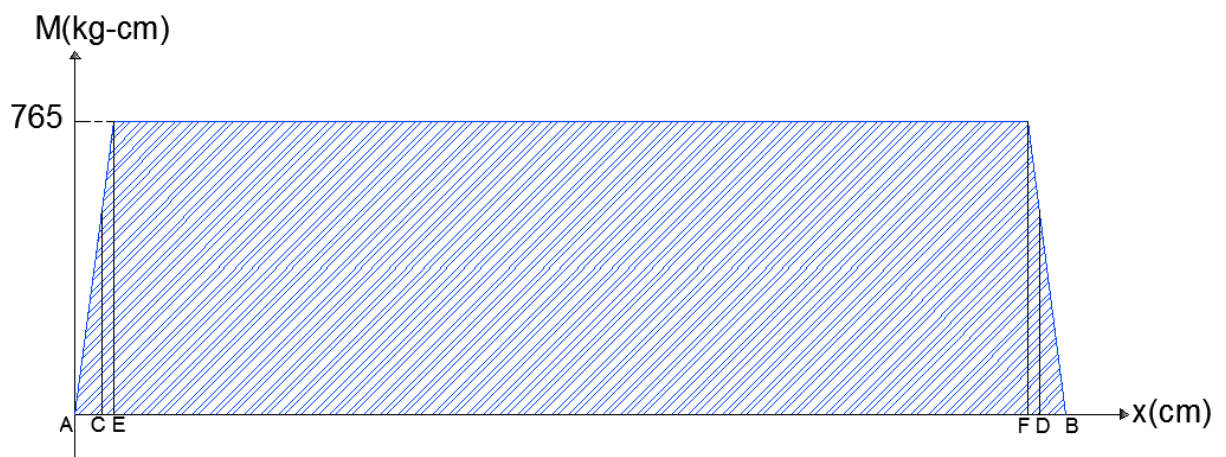


Fig.3.15. Diagrama de momento flector en el plano xz.

$$M_C = R_A \times \text{dist.} \quad (3.40)$$

$$M_C = (76,5 \text{ kg})(7 \text{ cm})$$

$$M_C = 535,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$M_C = M_D = 535,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$M_E = R_A \times \text{dist.} \quad (3.41)$$

$$M_E = (76,5 \text{ kg})(10 \text{ cm})$$

$$M_E = 765 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$M_E = M_F = 765 \text{ kg} - \text{cm}$$

Análisis dinámico del eje

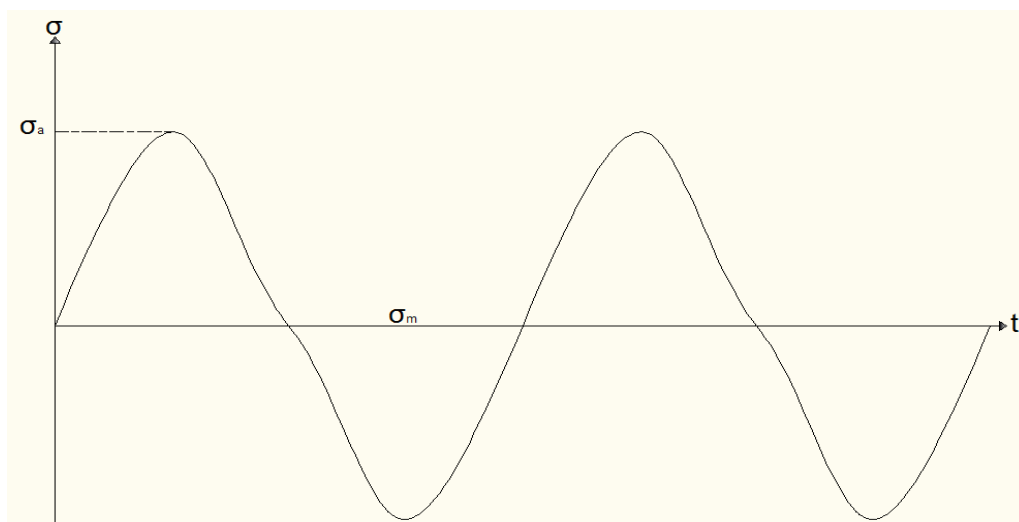


Fig.3.16. Diagrama de flexión vs tiempo.

$$\sigma_m = 0 \quad (3.42)$$

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi \times d^3} \quad (3.43)$$

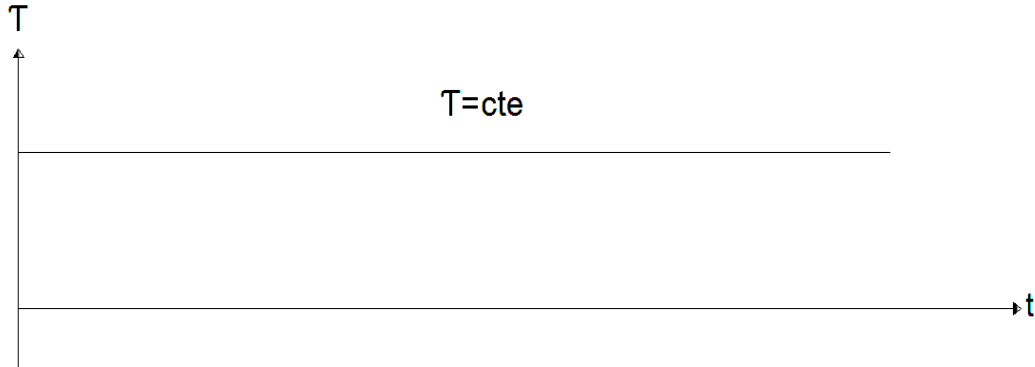


Fig. 3.17. Diagrama de Torque vs tiempo.

$$\tau = \frac{T \times r}{J} ; \text{ de donde } J = \frac{\pi \times d^4}{32} \quad (3.44)$$

$$\tau_m = \frac{T \times \frac{d}{2}}{\frac{\pi \times d^4}{32}} = \frac{16T}{\pi \times d^3}$$

$$\tau_a = 0 \quad (3.45)$$

Fatiga con esfuerzos combinados (según Von Misses)

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{((k f_a \times \sigma_{axa}) + (k f_f \times \sigma f_a))^2 + 3((k f_{tor} \times \tau_{tora}) + (k f_{ciz} \times \tau f_{ciza}))^2} \quad (3.46)$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(k f_f \times \sigma f_a)^2 + 3(k f_{tor} \times \tau_{tora})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{axm} + \sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{torm} + \tau_{cizm})^2} \quad (3.47)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{torm})^2}$$

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad (3.48)$$

Seleccionamos un acero AISI 1020 cuyas propiedades son:

$$S_y = 37 \text{ kpsi} = 37000 \text{ lb/in}^2 = 2606,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ut} = 68 \text{ kpsi} = 68000 \text{ lb/in}^2 = 4792,1 \text{ kg/cm}^2$$

$$HR = 3800 \text{ kg/cm}^2$$

Límite de fatiga

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_g \times k_e \times S_{\epsilon} \quad (\text{ECUACIÓN DE MARIN}) \quad [\text{Ref.4}] \quad (3.49)$$

Para flexión: $k_{f_f} = q_{ef}(k_{t_f} - 1) + 1$

Para torsión: $k_{f_{tor}} = q_{tor}(k_{t_{tor}} - 1) + 1$

Para torsión: $S_{s\epsilon} = 0,577 \times S_{\epsilon}$

Para flexión: $S_{\epsilon} = 0,5 \times S_{ut}$

$$S_{\epsilon} = 0,5(4792,1 \text{ kg/cm}^2)$$

$$S_{\epsilon} = 2396,1 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de acabado superficial (k_a)

$$k_a = \frac{S_{ut}^b}{A} ; \text{ de donde } k_a = f(S_{ut}, \text{manufact}) \quad (3.50)$$

O podemos encontrar k_a para un material maquinado (**figura 7.10 de Shigley**)

Factor de tamaño (k_b)

$$k_b = 1,189d^{-0,097} ; \text{ de donde tenemos que: } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \quad (3.51)$$

$$k_b = 0,869d^{-0,097} ; \text{ de donde tenemos que: } 0,3 \text{ plg} < d \leq 10 \text{ plg} \quad (3.52)$$

$$k_b = 0,8 \text{ (asumido)}$$

Factor de confiabilidad (k_c)

$$R = 95\% \rightarrow k_c = 0,868 \quad (3.53)$$

Factor de temperatura (k_d)

$$k_d = k_g = 1 \quad (3.54)$$

Factor de concentración de esfuerzos (k_e)

$$k_e = \frac{1}{k_f} ; \text{ de donde: } k_f > 1, q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \rightarrow k_f = q(k_t - 1) + 1 \quad (3.55)$$

q = sensibilidad de las ranuras o muescas \rightarrow entre 0 y 1

k_t = factor geométrico

De la figura A-26-8 (Shigley página 885 para torsión)

$$\frac{D}{d} = 1,33 \text{ (asumido)} \text{ y } \frac{r}{d} = 0,1 \text{ (asumido)} \rightarrow k_t = 1,4$$

De la figura A-26-9 (Shigley página 886)

$$\frac{D}{d} = 1,50 \text{ y } \frac{r}{d} = 0,1 \rightarrow k_t = 1,65$$

Finalmente tomamos el de mayor valor $\therefore k_t = 1,65$

Sensibilidad

De la figura 7-18 del libro de Shigley para flexión página 323:

$$r = \frac{1}{8} \text{ plg} = 0,125 \text{ plg} \rightarrow q = 0,78$$

De la figura 7-19 del libro de Shigley para torsión página 324:

$$r = \frac{1}{8} \text{ plg} = 0,125 \text{ plg} \rightarrow q = 0,9$$

Finalmente tomamos el de mayor valor $\therefore q = 0,9$

$$k_f = q(k_t - 1) + 1$$

$$k_f = 0,9(1,65 - 1) + 1$$

$$k_f = 1,59 ; \text{ de donde } k_e = \frac{1}{k_f} \rightarrow k_e = \frac{1}{1,59} \therefore k_e = 0,63$$

Por lo tanto tenemos para la Ecuación de Marin los siguientes datos:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_g \times k_e \times S_\epsilon$$

$$S_e = (0,8)(0,8)(0,868)(1)(1)(0,63)(3800 \text{ kg/cm}^2)$$

$$S_e = 1329,9 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa})^2 + 3(\tau_{tora})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sigma_{fa}$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{32M_c}{\pi d_1^3}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{torm})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3(\tau_{torm})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3} \times \tau_{torm}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3} \times \frac{16T}{\pi d_1^3}$$

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{\frac{32M_c}{\pi d_1^3}}{1329,9} + \frac{\frac{\sqrt{3} \times 16T}{\pi d_1^3}}{3800} = \frac{1}{\eta}$$

Siendo: $M_c = 535,5 \text{ kg} - \text{cm}$ y $T = 280,5 \text{ kg} - \text{cm}$

Entonces tenemos:

$$\frac{\frac{32(535,5)}{\pi d_1^3}}{1329,9} + \frac{\frac{\sqrt{3} \times 16(280,5)}{\pi d_1^3}}{3800} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{17120}{4178d_1^3} + \frac{7773,4}{11938,1d_1^3} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{4,1}{d_1^3} + \frac{0,65}{d_1^3} = \frac{1}{\eta} ; \text{ asumimos un diámetro } d_1 = 1 \text{ plg}$$

$$0,25 + 0,04 = \frac{1}{\eta} \rightarrow \eta = 3,45 \text{ ok}$$

Siendo: $M_E = M_F = 765 \text{ kg-cm}$ y $T = 280,5 \text{ kg-cm}$

$$\frac{\frac{32M_E}{\pi d_2^3}}{1329,9} + \frac{\frac{\sqrt{3} \times 16T}{\pi d_2^3}}{3800} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{\frac{32(765)}{\pi d_2^3}}{1329,9} + \frac{\frac{\sqrt{3} \times 16(280,5)}{\pi d_2^3}}{3800} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{5,86}{d_2^3} + \frac{0,651}{d_2^3} = \frac{1}{\eta} ; \text{ asumimos un diámetro } d_2 = 1 \frac{1}{4} \text{ plg}$$

$$0,183 + 0,02 = \frac{1}{\eta} \rightarrow \eta = 4,9 \text{ ok}$$

Según Soderberg:

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma_m} \tag{3.56}$$

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_y}}$$

$$S_m = \frac{1329,9}{\frac{332,86}{150,99} + \frac{1329,9}{2606}}$$

$$S_m = 489,86$$

$$\sigma_a = \frac{32M_C}{\pi d_1^3} ; \text{ asumimos un diámetro } d_1 = 1 \text{ plg}$$

$$\sigma_a = \frac{32(535,5)}{\pi(2,54)^3}$$

$$\sigma_a = 332,86 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3} \times 16T}{\pi d_1^3}$$

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3}(16)(280,5)}{\pi(2,54)^3}$$

$$\sigma_m = 150,99 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto tenemos que:

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

$$\eta = \frac{489,86}{150,99} \rightarrow \eta = 3,2 \text{ ok}$$

Hay que notar que este factor de seguridad muestra que el eje estaría un tanto sobredimensionado, por tanto se procede a corregir éste cálculo.

Refinamiento para el cálculo del diámetro del eje de transmisión de potencia:

Siendo:

$$d_1 = 1 \text{ plg} = 2,54 \text{ cm} = 25,4 \text{ mm}$$

$$d_2 = 1 \frac{1}{4} \text{ plg} = 3,175 \text{ cm} = 31,75 \text{ mm}$$

$$M_C = M_D = 535,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T = 280,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

Límite de fatiga:

$$k_a = 0,8 \text{ para un material maquinado}$$

$$k_b = 1,189 d_1^{-0,097} \text{ siendo: } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,189(25,4)^{-0,097}$$

$$k_b = 0,87$$

$$k_c = 0,868 \rightarrow R = 95\%$$

$$k_d = k_g = 1$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} ; \text{siendo: } k_f = q(k_t - 1) + 1$$

k_f Para torsión de la figura 7-19 con: $d_1 = d = 2,54 \text{ cm}$ y $d_2 = D = 3,175 \text{ cm}$; tenemos:

$$r = 0,38 \text{ cm}$$

$$q = 0,95$$

Entonces de la figura A-26-8:

$$\frac{D}{d} = \frac{3,175 \text{ cm}}{2,54 \text{ cm}} = 1,25 ; \frac{r}{d} = \frac{0,38 \text{ cm}}{2,54 \text{ cm}} = 0,15 \therefore k_{t(\text{tor})} = 1,28$$

$$\rightarrow k_{f(\text{tor})} = 0,95(1,28 - 1) + 1$$

$$\mathbf{k_{f(tor)} = 1,27}$$

k_f Para flexión de la figura 7-18 con: $d_1 = d = 2,54 \text{ cm}$ y $d_2 = D = 3,175 \text{ cm}$; tenemos:

$$S_{ut} = 68 \text{ kpsi}$$

$$r = 0,38 \text{ cm}$$

$$q = 0,8$$

Entonces de la figura A-26-9:

$$\frac{D}{d} = \frac{3,175 \text{ cm}}{2,54 \text{ cm}} = 1,25 ; \frac{r}{d} = \frac{0,38 \text{ cm}}{2,54 \text{ cm}} = 0,15 \therefore k_{t(\text{tor})} = 1,48$$

$$\rightarrow k_{f(\text{flex})} = 0,8(1,48 - 1) + 1$$

$$\mathbf{k_{f(flex)} = 1,38}$$

De donde tenemos la Ecuación de Marlin:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_g \times k_e \times S_{\dot{e}}$$

Para un acero AISI 1020 obtenemos las siguientes propiedades:

$$S_{\dot{e}} = 0,5S_{ut}$$

$$S_{\dot{e}} = 0,5(3800 \text{ kg/cm}^2)$$

$$S_{\dot{e}} = 1900 \text{ kg/cm}^2$$

$$\therefore S_e = (0,8)(0,87)(0,868)(1)(1)(1)(1900 \text{ kg/cm}^2)$$

$$\mathbf{S_e = 1147,84 \text{ kg/cm}^2}$$

Teniendo los siguientes valores de:

$$k_{f(\text{flex})} = 1,38$$

$$k_{f(\text{tor})} = 1,27$$

$$M_C = M_D = 535,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$M_{\text{max}} = M_E = 765 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T = 280,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$d_1 = 1 \text{ plg} = 2,54 \text{ cm} = 25,4 \text{ mm}$$

$$d_2 = 1 \frac{1}{4} \text{ plg} = 3,175 \text{ cm} = 31,75 \text{ mm}$$

Con estos datos podemos obtener los valores de: σ_{eqa} ; σ_{eqm} y η

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{32M_C}{\pi d_1^3} \times k_{f(\text{flex})}$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{32(765 \text{ kg} - \text{cm})}{\pi(2,54 \text{ cm})^3} \times (1,38)$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = 656,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = \sqrt{3} \times \frac{16T}{\pi d_1^3} \times k_{f(\text{tor})}$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = \sqrt{3} \times \frac{16(280,5 \text{ kg} - \text{cm})}{\pi(2,54 \text{ cm})^3} \times (1,27)$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = 191,76 \text{ kg/cm}^2$$

$$\frac{\sigma_{\text{eqa}}}{S_e} + \frac{\sigma_{\text{eqm}}}{S_{\text{ut}}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{656,2 \text{ kg/cm}^2}{1147,84 \text{ kg/cm}^2} + \frac{191,76 \text{ kg/cm}^2}{3800 \text{ kg/cm}^2} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 1,61 \text{ ok}$$

$$d_1 = 1 \text{ plg} = 2,54 \text{ cm} \text{ Ok}$$

Para $d_2 = 1 \frac{1}{4} \text{ in} = 3,175 \text{ cm}$ tenemos:

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{32M_C}{\pi d_1^3} \times k_{f(\text{flex})}$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{32(765 \text{ kg} - \text{cm})}{\pi(3,175 \text{ cm})^3} \times (1,38)$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = 335,97 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3} \times \frac{16T}{\pi d_1^3} \times k_{f(tor)}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3} \times \frac{16(280,5 \text{ kg} - \text{cm})}{\pi(3,175 \text{ cm})^3} \times (1,27)$$

$$\sigma_{eqm} = 98,18 \text{ kg/cm}^2$$

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad \frac{335,97 \text{ kg/cm}^2}{1147,84 \text{ kg/cm}^2} + \frac{98,18 \text{ kg/cm}^2}{3800 \text{ kg/cm}^2} = \frac{1}{\eta}$$

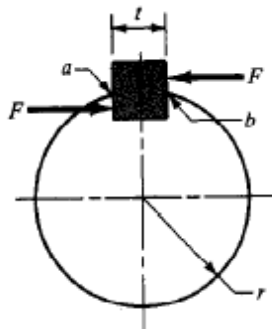
$$\eta = 3,17 \text{ ok}$$

Para el diseño del chavetero y chaveta:

Se debe elegir una chaveta cuyo tamaño sea un cuarto (1/4) del tamaño del eje. **[Ref. 4]**



AISI 1020 estirado en frío



$$\frac{1}{4} \phi \text{ (cm)} = \frac{1}{4} * 2,54 \text{ cm} = 0,635 \text{ cm}$$

$$l(\text{longitud}) = 1 \text{ plg} = 2,54 \text{ cm}$$

Factor geométrico chavetero: $k_t = 3$ (Shigley pág. 423)

$$T = 280,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T = F \times r$$

(3.57)

$$F = \frac{T}{r}$$

$$\phi_{eje} = 1 \frac{1}{4} \text{ plg}$$

$$\phi = \frac{5}{4} \text{ plg} = 3,175 \text{ cm}$$

$$r = 1,59 \text{ cm}$$

$$\therefore F = \frac{280,5 \text{ kg} - \text{cm}}{1,59 \text{ cm}}$$

$$F = 176,42 \text{ kg}$$

Por la teoría de la Energía de Distorsión tenemos, que la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

$$S_{sy} = 0,577(2600 \text{ kg/cm}^2)$$

$$S_{sy} = 1500 \text{ kg/cm}^2$$

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = \tau ; \text{ de donde el esfuerzo es igual a: } \tau = \frac{F}{t \times l}$$

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{F}{t \times l}$$

(3.58)

De donde la resistencia al aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la cuña, por lo tanto tendremos lo siguiente:

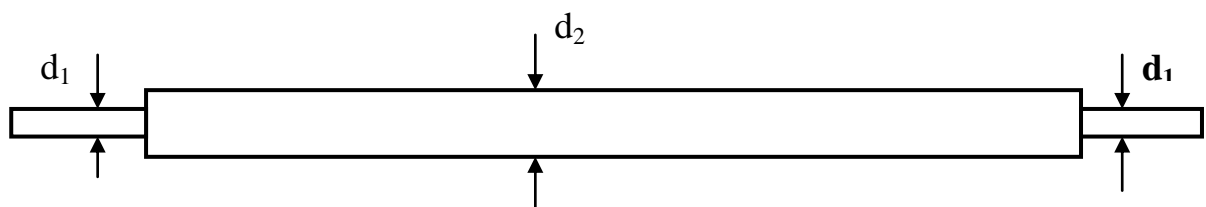
$$\frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{F}{t \frac{l}{2}} \rightarrow \frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{2F}{t \times l}$$

$$\eta = \frac{S_{sy}(t \times l)}{2F}$$

$$\eta = \frac{1500,2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} (0,635 \text{ cm} \times 2,54 \text{ cm})}{2(176,42 \text{ kg})}$$

$$\eta = 6,86 \text{ ok}$$

Chavetero:



$$d_2 = 3,175 \text{ cm}$$

$$M_{\max} = M_E = M_F = 765 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_{\max} = 280,5 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$k_a = 0,8 \text{ (maquinado)}$$

$$k_b = 1,189d^{-0,097} ; \text{ para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,189(31,75)^{-0,097}$$

$$k_b = 0,85$$

$$k_c = 0,868 \rightarrow R = 95\%$$

$$k_d = k_g = 1$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} ; \text{ siendo: } k_f = q(k_t - 1) + 1$$

$$K_t = 3 \text{ (Cuando los ejes estan sometidos a flexion y torsion combinados) (Shigley pag. 423)}$$

$$q = 0,8$$

$$k_f = q(k_t - 1) + 1$$

$$k_f = 0,8(3 - 1) + 1$$

$$k_f = 2,6$$

$$\therefore k_e = \frac{1}{2,6} \rightarrow k_e = 0,38$$

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_g \times k_e \times S_{\acute{e}}$$

$$S_{\acute{e}} = 0,5S_{ut}$$

$$S_{\acute{e}} = 0,5(3800 \text{ kg/cm}^2)$$

$$S_{\acute{e}} = 1900 \text{ kg/cm}^2$$

$$\therefore S_e = (0,8)(0,85)(0,868)(1)(1)(0,38)(1900 \text{ kg/cm}^2)$$

$$S_e = 426,15 \text{ kg/cm}^2$$

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad (3.59)$$

$$\frac{\frac{32M_{max}}{\pi d_2^3}}{426,15 \text{ kg/cm}^2} + \frac{\frac{\sqrt{3} \times 16T}{\pi d_2^3}}{3800 \text{ kg/cm}^2} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{\frac{32 \times 765 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{\pi (3,175 \text{ cm})^3}}{426,15 \text{ kg/cm}^2} + \frac{\frac{\sqrt{3} \times 16(280,5 \text{ kg} \cdot \text{cm})}{\pi (3,175 \text{ cm})^3}}{3800 \text{ kg/cm}^2} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{243,46 \text{ kg/cm}^2}{426,15 \text{ kg/cm}^2} + \frac{77,3 \text{ kg/cm}^2}{3800 \text{ kg/cm}^2} = \frac{1}{\eta}$$

$$0,57 + 0,02 = 0,59 = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 1,7 \text{ ok}$$

Cálculo del ángulo de giro máximo y la flecha máxima



De donde del cálculo antes realizado tenemos los siguientes valores de las fuerzas actuantes en el eje de transmisión:

$$\checkmark \quad R_B = R_A = F_{RE} = F_{RF} = 76,5 \text{ kg} \longrightarrow \text{Carga radial aplicada. } (F_R)$$

Por tanto se procede a realizar el planteamiento de las ecuaciones de la elástica de la viga:

$$M_f = R_A X - F_{RE}(X - 10) - F_{RF}(X - 250)$$

$$M_f = EI x Y' \quad (3.60)$$

$$EI x Y'' = R_A X - F_{RE}(X - 10) - F_{RF}(X - 250)$$

$$EI x Y' = \frac{R_A X^2}{2} - \frac{F_{RE}(X - 10)^2}{2} - \frac{F_{RF}(X - 250)^2}{2} + C$$

$$EI x Y = \frac{R_A X^3}{6} - \frac{F_{RE}(X - 10)^3}{6} - \frac{F_{RF}(X - 250)^3}{6} + CX + D$$

$$Y' = \theta = \text{Ángulo de giro}$$

$$Y = \text{Flecha}$$

$$\text{Para } X = 0 \rightarrow Y = 0 ; \theta \neq 0 \therefore D = 0$$

$$\text{Para } X = 260 \rightarrow Y = 0 ; \theta \neq 0$$

$$\therefore 0 = \frac{76,5(260)^3}{6} - \frac{76,5(250)^3}{6} - \frac{76,5(10)^3}{6} + 260C$$

$$\rightarrow C = -95625$$

$$EI x Y' = 38,25X^2 - 38,25(X - 10)^2 - 38,25(X - 250)^2 - 95625$$

$$EI x Y = 12,75X^3 - 12,75(X - 10)^3 - 12,75(X - 250)^3 - 95625X$$

De donde tenemos que los valores para E para el acero y de I_x para una sección circular son:

$$E = 2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \quad y \quad I_x = \frac{\pi d^4}{64}$$

Por lo tanto se realiza el cálculo de la flecha y del ángulo de giro para un valor de $X=10\text{cm}$

$$\therefore ElxY' = 38,25(10)^2 - 95625$$

$$Y' = \frac{-91800 \text{ Kg} - \text{cm}^2}{2,1 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 4,99 \text{cm}^4}$$

$$Y' = -8,76 \times 10^{-3} \text{ rad} \quad \therefore \text{El ángulo de giro máximo es } \theta = -8,76 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\therefore ElxY = 12,75(10)^3 - 95625(10)$$

$$Y = \frac{-943500 \text{ Kg} - \text{cm}^2}{2,1 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 4,99 \text{cm}^4}$$

$$Y = -0,09 \text{ cm} \quad \therefore \text{La flecha es } Y = -0,09 \text{ cm}$$

El valor máximo de la flecha se produce para un valor de $X=130 \text{ cm}$

$$\therefore ElxY = 12,75(130)^3 - 12,75(120)^3 - 95625(10)$$

$$Y = \frac{-6451500 \text{ Kg} - \text{cm}^2}{2,1 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 4,99 \text{cm}^4}$$

$$Y = -0,6 \text{ cm} \quad \therefore \text{La flecha máxima es } Y = -0,6 \text{ cm}$$

Selección de chumaceras

De acuerdo a la **Fig.3.17**

- ✓ $R_B = 76,5 \text{ kg}$
- ✓ $R_B = R_A = 76,5 \text{ kg} \longrightarrow$ Carga radial aplicada. (F_R)
- ✓ $Y_{\max} = -0,6 \text{ cm}$ (Flecha máxima)
- ✓ $\theta_{\max} = 8,76 \times 10^{-3} \text{ rad}$ (Ángulo de giro máximo)

Primera decisión

Como primera decisión se seleccionan rodamientos de rodillos (para un diámetro interno de 1 pulgada), por cuanto éstos tienden a soportar mayor carga radial debido a su área de contacto.

Cálculo de la capacidad básica de carga en los cojinetes [Ref. 5]

En primer lugar definir la fuerza o carga equivalente aplicada al rodamiento, de donde se tiene que:

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_{AX} \quad (3.61)$$

Donde:

F_e: Carga equivalente.

F_{AX}: Carga de empuje

F_R: Carga radial

X: Factor radial (X=1)

Y: Factor de empuje (Y=0, puesto que no existe carga axial)

V: Factor de rotación (Sirve para corregir las diferentes condiciones de rotación, y en éste caso V=1 puesto que son cojinetes autoalineantes).

$$F_e = X * V * F_R + Y * F_{AX} \quad (3.62)$$

$$F_e = (1)(1)(168,7 \text{ lb}) + 0$$

$$F_e = 168,7 \text{ lb}$$

$$C = F_R * L^{1/a} \quad (3.63)$$

Donde:

C: Capacidad básica de carga (lb)

L: Vida (en millones de revoluciones, u horas de trabajo a velocidad constante).

F_R: Carga radial aplicada (lb)

Siendo;

n(calculado)=35 rpm (ver ec 3.25)

L₁₀= 20000 horas (**recomendado**) [Ref. 5]

a= $^{10}/_3$ (para rodillos) [Ref. 5]

Entonces;

$$L = 20000 \text{ hr} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}} * \frac{35 \text{ rev}}{\text{min}}$$

$$L = 42 \times 10^6 \text{ rev}$$

Al reemplazar los datos anteriores en ecu. 3.62 se tiene:

$$C = (168,7 \text{ lb}) (42)^{3/10}$$

$$C = 517,71 \text{ lb} \text{ (Capacidad básica requerida)}$$

Información dada por el fabricante (ANEXO VII):

$$\varnothing_{\text{interno}} = 1 \text{ in}$$

$$C_o = 1300 \text{ lb-f}$$

$$C_D = 1820 \text{ lb-f}$$

Finalmente al comparar los resultados con los datos del fabricante se tiene que la capacidad básica de diseño es mayor que la requerida, y es adecuada para su uso.

$$C_{\text{DISEÑO}} > C_{\text{REQUERIDA}}$$

$$1820 \text{ lb} > 517,71 \text{ lb}$$

3.8 Diseño estructural

3.8.1. Análisis en SAP2000

Selección de los materiales a usarse:

- Tubo de acero: **60 x 2**
- Tubo de acero: **50 x 3**
- Perfil L de alas iguales: **50 x 4**
- Perfil L de alas iguales: **30 x 3** (Riel de deslizamiento)

A. Distribución de la estructura.

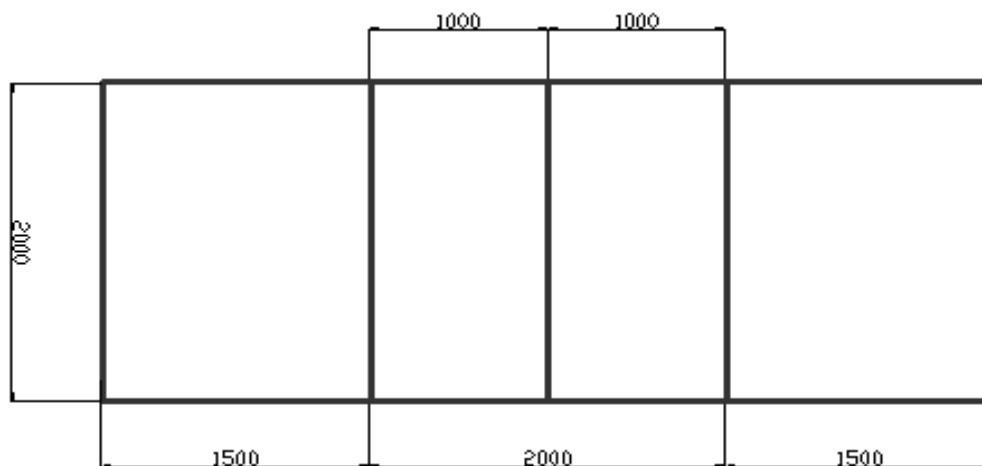


Fig. 3.18. Diseño estructural de la bancada de deslizamiento. Vista superior.

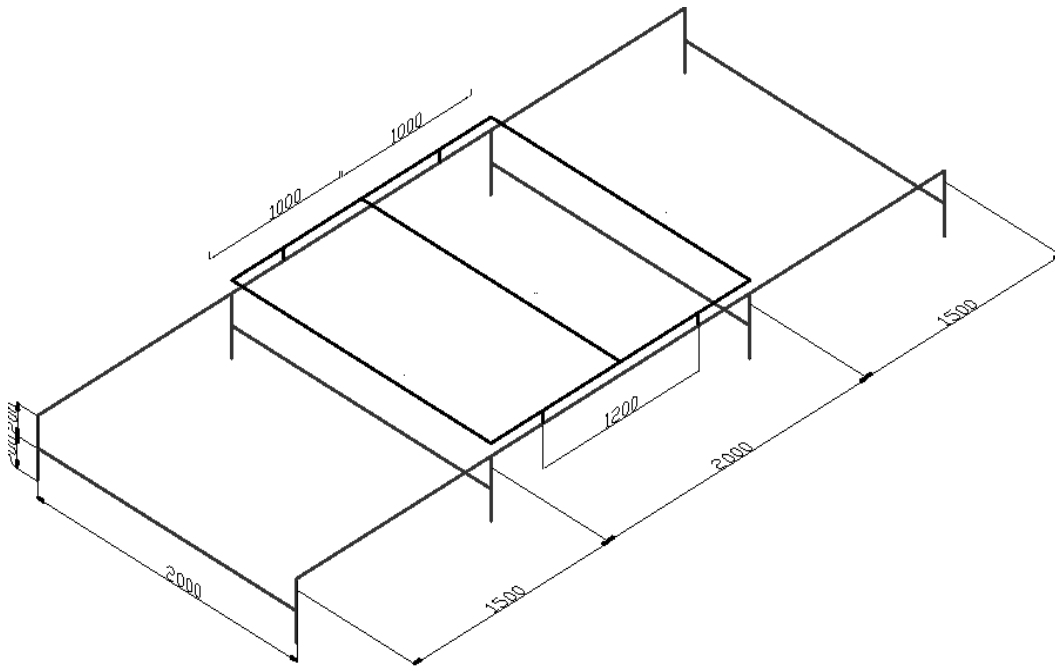


Fig.3.19. Diseño estructural de la bancada de deslizamiento. Vista isométrica

B. Cálculos:

Determinación de cargas

1. Carga muerta:

Por plancha:

Utilizamos 2 planchas MDF.

Peso = 46 Kg (plancha de 2,44 x 1,22 x 0,01 m)

$$\frac{Peso}{Area} = \frac{2 \times 46 Kg}{(2 \times 2) m^2} = 23 \frac{Kg}{m^2}$$

Por bloque de poliuretano:

$W_{BLOQUE} = 100 \text{ Kg}$

$$\frac{W_{BLOQUE}}{AREA} = \frac{100 \text{ Kg}}{4 m^2} = 25 \frac{Kg}{m^2}$$

Por materiales**Columnas:**

Material utilizado en la Columna: Acero estructural, **Tubo 60 x 2**

Peso (W_c) = 5,13 Kg/m

$$W_{total\ col} = W_c * N * L_{COLUMNA} = 5,13 \frac{Kg}{m} * 8 * 0,4m \quad (3.64)$$

$$W_{total\ col} = 16,42\ kg$$

Vigas

El material utilizado: Acero Estructural, **Tubo 50 x 3**

$$N_v = 9\ vigas$$

$$L_v = 2\ m$$

$$L_{TV} = 9 * 2 = 18\ m$$

$$W_{total\ vigas} = W_v * L_{TV} = 4,18 \frac{Kg}{m} * 18m$$

$$W_{total\ vigas} = 75,24\ kg$$

Elemento compuesto

$W_{ELEMENTO\ COMPUESTO} = 43,6\ Kg$ Material utilizado: Acero estructural, Perfiles L 50x4 y L 30x3

Número de elementos= 2

Longitud de cada elemento= 5 m

Longitud Total = 10m

$$W_{ELEMENTO\ COMPUESTO} = (W_{L50x4} + W_{L30x3}) * Longitud\ Total$$

$$W_{ELEMENTO\ COMPUESTO} = (3,02 + 1,34)\ Kg/m * 10m$$

Peso de la estructura:

$$W_{ESTRUCTURA} = W_{COLUMNAS} + W_{VIGAS} + W_{ELEMENTO\ COMPUESTO} \quad (3.65)$$

$$W_{ESTRUCTURA} = (16,42 + 75,24 + 43,6)\ Kg$$

$$W_{ESTRUCTURA} = 135,26\ Kg.$$

$$\frac{\text{Peso}}{\text{Area}} = \frac{W_{\text{estructura}}}{(5 \times 2)m^2} = \frac{135,26 \text{ Kg}}{10 m^2} = 13,53 \text{ Kg/m}^2$$

Soldadura.

$$W_{\text{SOLDADURA}} = 3\% \text{ de } W_{\text{ESTRUCTURA}} \quad (3.66)$$

$$W_{\text{SOLDADURA}} = 0,03 \times 16,16 \text{ Kg/m}^2$$

$$W_{\text{SOLDADURA}} = 0,41 \text{ Kg/m}^2$$

Carga muerta total:

$$W_D = W_{\text{BLOQUE DE POLIURETANO}} + W_{\text{MDF}} + W_{\text{ESTRUCTURA}} + W_{\text{SOLDADURA}} \quad (3.67)$$

$$W_D = (25 + 23 + 13,53 + 0,41) \frac{\text{Kg}}{m^2} = 51,94 \frac{\text{Kg}}{m^2}$$

$$D = 51,94 \frac{\text{Kg}}{m^2} * 2m \text{ de claro} * \frac{1m}{100cm}$$

$$D = 1,03 \text{ Kg/cm}$$

2. Carga viva (L)

Carga por personas.

Se considera que durante la instalación o mantenimiento de la máquina van a estar sobre la estructura 3 personas en distintos lugares, con un peso de cada uno de 75 Kg.

$$L = \frac{\# \text{ personas} \times \text{peso de c/u}}{Luz} \quad (3.68)$$

$$L = \frac{4 \times 75 \text{ Kg}}{2 m} \times \frac{1 m}{100 cm}$$

$$L = 1,5 \text{ Kg/cm}$$

3. Carga por sismo (E).

Según el CEC (Código Ecuatoriano de la Construcción), tenemos:

$$V = \frac{Z \times I \times C}{R \times \phi_p \times \phi_e} \times D \quad (3.69)$$

Donde:

- **Z = Coeficiente de zona**, está en función de la zona sísmica adoptada.

De la tabla 1 y tabla 2 se tiene:

Provincia: Tungurahua, Cantón: Ambato.

Zona sísmica	IV
Factor z	0,40

- **I = Tipo de uso**, destino o importancia de la estructura.

De la tabla 4. (Otras estructuras), **I = 1,0**

- **R = Factor de reducción de respuesta estructural**.

De la tabla 7, por ser estructura de acero **R = 7**

- **Φ p y Φ e** = Factores de configuración estructural en Planta y en elevación.

De la tabla 5 y 6.

Φ p = 1 por ser planta uniforme

Φ e = 1 por ser elevación recta.

- $$C = \frac{1,25 \times S^S}{T} \leq C_m \quad (3.70)$$

Para suelo intermedio:

S=1,5 y Cm=2,8; obtenidos de la tabla 3

$$V = \frac{Z \times I \times C}{R \times \phi_p \times \phi_e} * D \quad (3.71)$$

$$V = \frac{0,4 \times 1 \times 2,8}{7 \times 1 \times 1} * D$$

$$V = 0,16 D$$

Resumen de cargas:**Datos a ingresar al programa:**

TABLA V. RESUMEN DE CARGAS QUE ACTUAN EN LA ESTRUCTURA DE DESLIZAMIENTO

CARGA	VALOR (kg/cm)	VALOR (kg/mm)
Muerta(D)	1,03	0,103
Viva (L)	1,5	0,15
Sismo(E)	0,16 D	0,016D

Para el pre diseño utilizamos un elemento compuesto por 2 perfiles L de alas iguales; siendo éstas:

L 50 x 4 , L 30 x 3

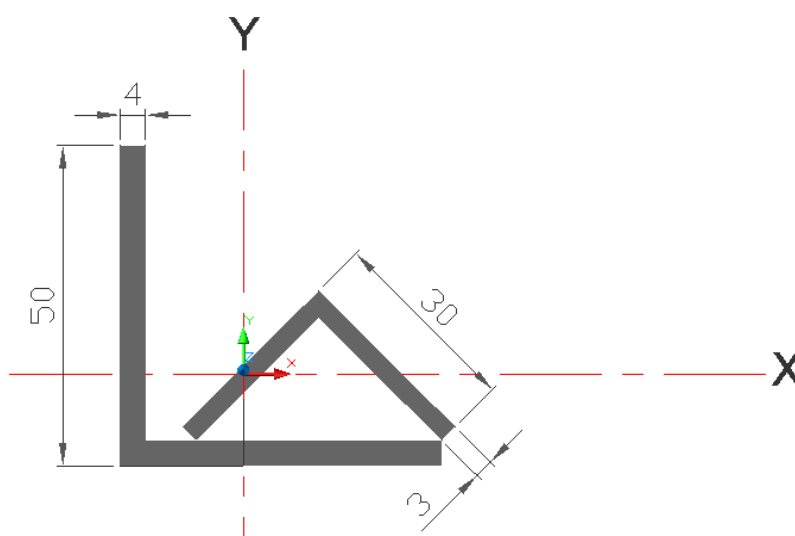


Fig.3.20. Elemento compuesto.

Nota: Se asume que el eje X representará al eje 3 ya que en éste existirá mayor probabilidad de vuelco. Por tanto el eje Y corresponderá al eje 2.

Del catálogo de DIPAC (**ANEXO XIII**)

$$\text{AREA}_{L50 \times 4} = 3,84 \text{ cm}^2$$

$$\text{AREA}_{L30 \times 3} = 1,71 \text{ cm}^2$$

$$\text{Área Total} = A_I + A_{II} \quad (3.72)$$

$$\text{Área Total} = (3,84 + 1,71) \text{ cm}^2$$

$$\text{Área Total} = 5,55 \text{ cm}^2$$

$$\text{Área Total} = 555 \text{ mm}^2$$

Momento polar de inercia

$$J = \frac{1}{3} \sum l t^3 \quad (3.73)$$

$$J = \frac{1}{3} [(2 \times 48) * 4^3 + (2 \times 28,5) * 3^3]$$

$$J = 2561 \text{ mm}^4$$

$$J = 0,26 \text{ cm}^4$$

Momentos de Inercia

$$I_3 = 98721,62 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = 9,87 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = 149728,48 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 14,97 \text{ cm}^4$$

Módulos de Inercia

$$W_3 = \frac{I_3}{C_{MAX}} \quad (3.74)$$

$$W_3 = \frac{98721,62 \text{ mm}^4}{35,66 \text{ mm}}$$

$$W_3 = 2768,4 \text{ mm}^3$$

$$W_3 = 2,77 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \frac{I_2}{C_{MAX}} \quad (3.75)$$

$$W_2 = \frac{149728,48 \text{ mm}^4}{32,93 \text{ mm}}$$

$$W_2 = 4546,87 \text{ mm}^3$$

$$W_2 = 4,55 \text{ cm}^3$$

Radios de Giro

$$r_3 = \sqrt{\frac{I_3}{Area \text{ Total}}} \quad (3.76)$$

$$r_3 = \sqrt{\frac{98721,62 \text{ mm}^4}{555 \text{ mm}^2}}$$

$$r_3 = 13,34 \text{ mm}$$

$$r_3 = 1,33 \text{ cm}$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{I_2}{Area \text{ Total}}} \quad (3.77)$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{149728,48 \text{ mm}^4}{555 \text{ mm}^2}}$$

$$r_2 = 16,43 \text{ mm}$$

$$r_2 = 1,64 \text{ cm}$$

Áreas de Corte

$$Ac_3 = (50 \times 4) + 2 (30 \times 3)$$

$$Ac_3 = 380 \text{ mm}^2 = 3,8 \text{ cm}^2$$

$$Ac_2 = (50 \times 4) + 2 (30 \times 3)$$

$$Ac_2 = 380 \text{ mm}^2 = 3,8 \text{ cm}^2$$

Cargas aplicadas a los nodos de apoyo de la bancada de deslizamiento

Peso plancha MDF:

Utilizamos 2 planchas MDF.

Peso = 46 Kg (plancha de 2,44 x 1,22 x 0,01 m)

$$\frac{Peso}{Area} = \frac{2 \times 46 \text{ Kg}}{(2 \times 2) \text{ m}^2} = 23 \text{ Kg/m}^2$$

Peso del bloque de poliuretano:

$W_{BLOQUE} = 100 \text{ Kg}$

$$\frac{W_{BLOQUE}}{AREA} = \frac{100 \text{ Kg}}{4 \text{ m}^2} = 25 \text{ Kg/m}^2$$

Peso de tubos 50x3 (Vigas que soportan la mesa)

El material utilizado: Acero estructural, **Tubo 50 x 3**

$$N_v = 5 \text{ vigas}$$

$$L_v = 2 \text{ m}$$

$$L_{TV} = 5 * 2 = 10 \text{ m}$$

$$W_{Tubos50x3} = W_v * L_{TV} = 4,18 \frac{Kg}{m} * 10 \text{ m}$$

$$W_{Tubos50x3} = \frac{41,8 \text{ kg}}{4 \text{ m}^2} = 10,45 \frac{Kg}{\text{m}^2}$$

Peso de carga viva

$$W_{VIVA} = \frac{W_{PERSONA}}{Area} = \frac{75 \text{ Kg}}{(1,2 \times 2) \text{ m}^2}$$

$$W_{VIVA} = 31,25 \frac{Kg}{\text{m}^2}$$

Nota: Se considera que durante el mantenimiento una persona va a estar sobre la mesa deslizable mientras las otras 3 en distintas partes de la estructura.

$$\frac{Kg}{nodo} = \frac{(W_{MDF} + W_{Bloque} + W_{Tubos 50x3} + W_{VIVA}) \left[\frac{kg}{m^2} \right] * Area \text{ aplicada } [m^2]}{\# \text{ nodos}} \quad (3.78)$$

$$\frac{Kg}{nodo} = \frac{(23 + 25 + 10,45 + 31,25) \frac{Kg}{m^2} * (1,2 \times 2) \text{ m}^2}{4 \text{ nodos}}$$

$$\frac{Kg}{nodo} = 53,82$$

POSICIÓN 1

Carga muerta

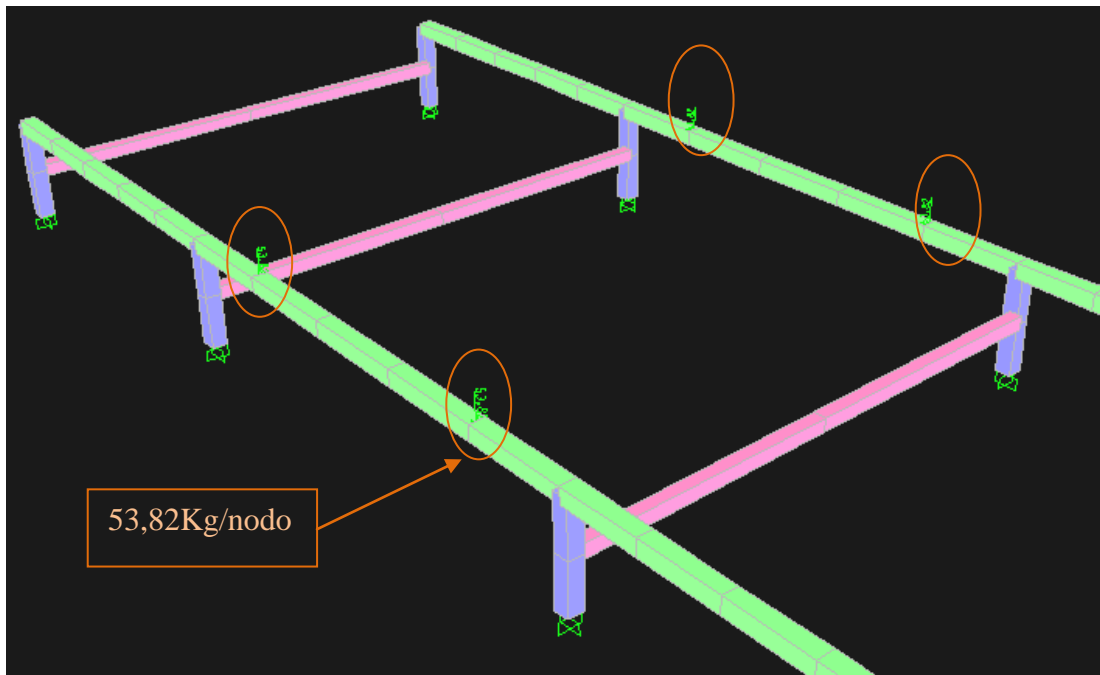


Fig.3.21. Análisis estructural con carga muerta (posición 1).

Carga viva

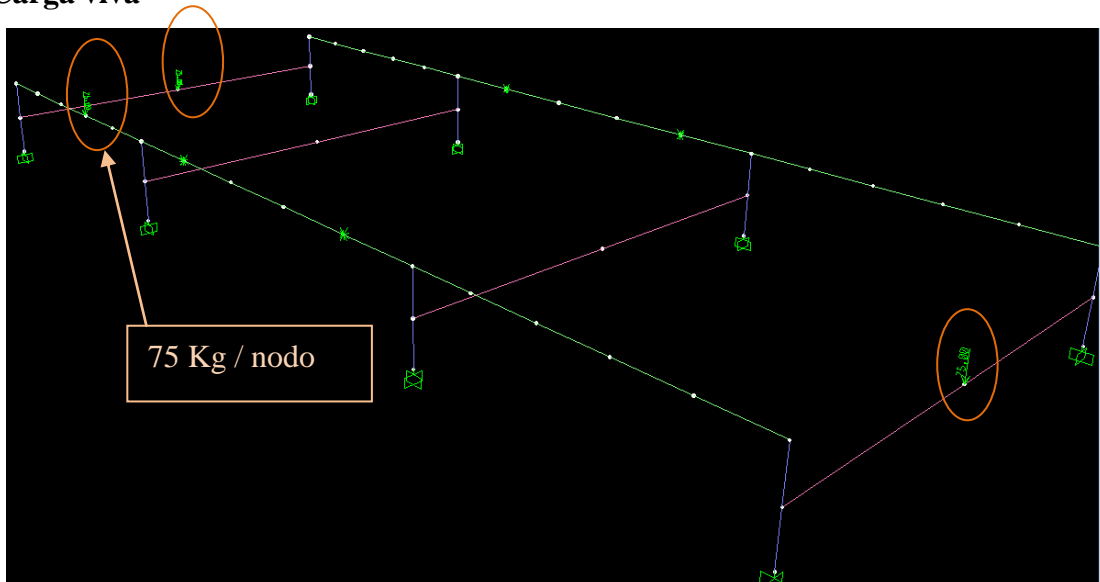


Fig.3.22. Análisis estructural con carga viva (posición 1).

Importante: Este análisis se lo realizó como si se tratase del diseño de un puente grúa, es decir en distintos puntos, con la finalidad de identificar los posibles inconvenientes en cada una de las posiciones.

POSICIÓN 2

Carga muerta

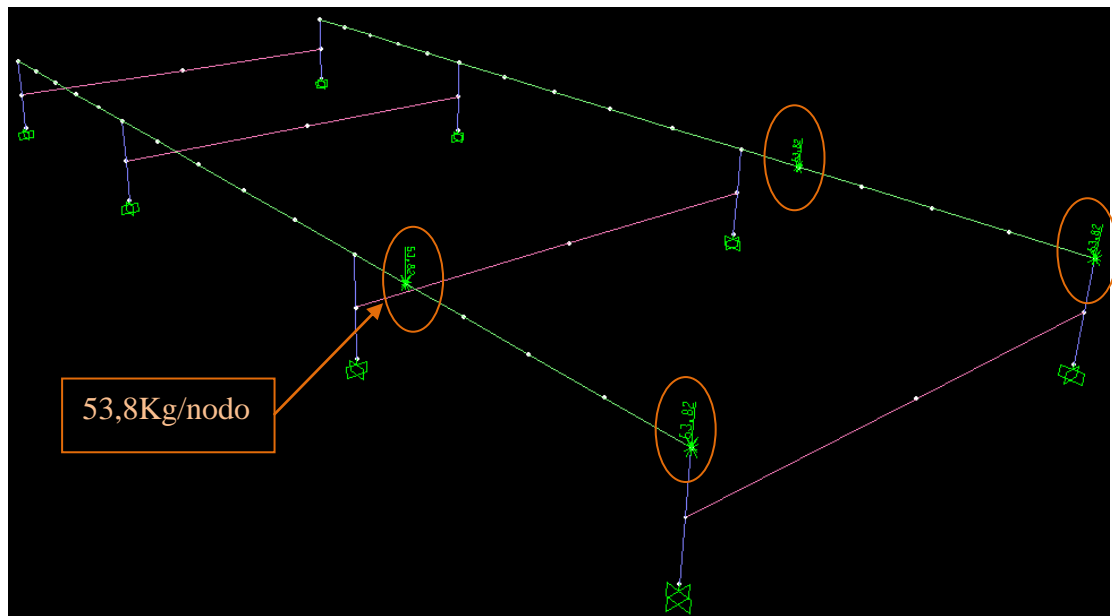


Fig.3.23. Análisis estructural con carga muerta (posición 2).

Carga viva

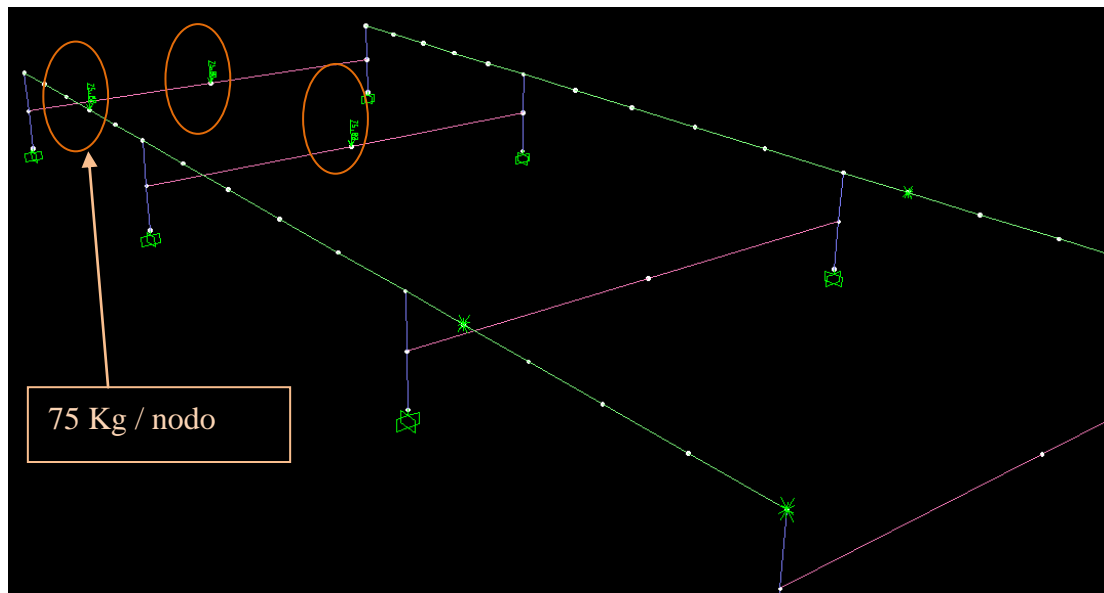


Fig.3.24. Análisis estructural con carga viva (posición 2).

POSICIÓN 3

Carga muerta

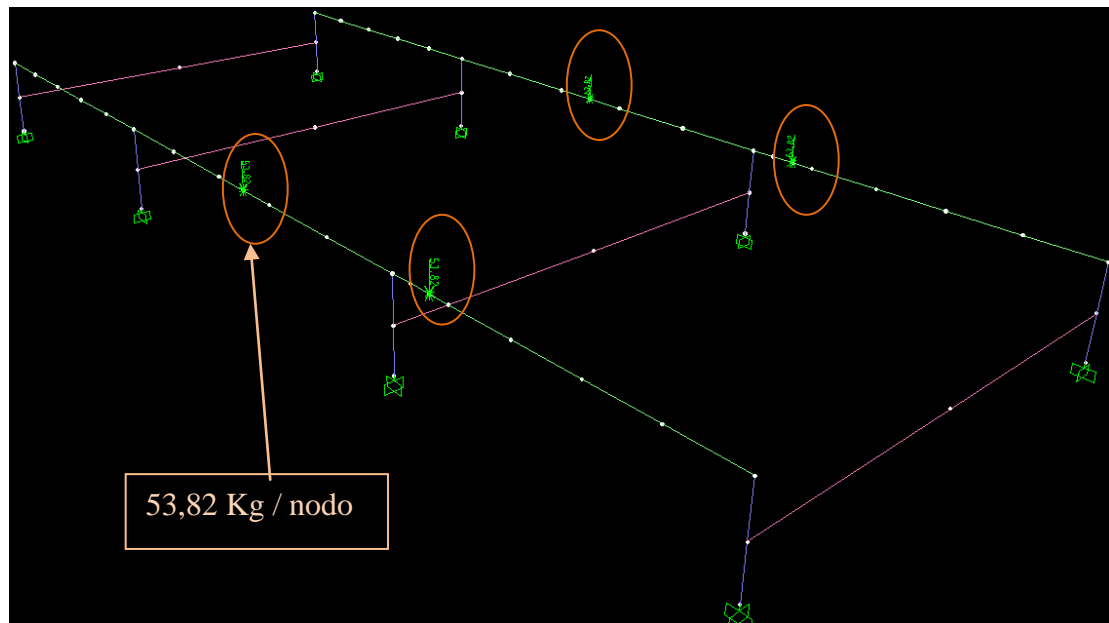


Fig.3.25. Análisis estructural con carga muerta (posición 3).

Carga viva

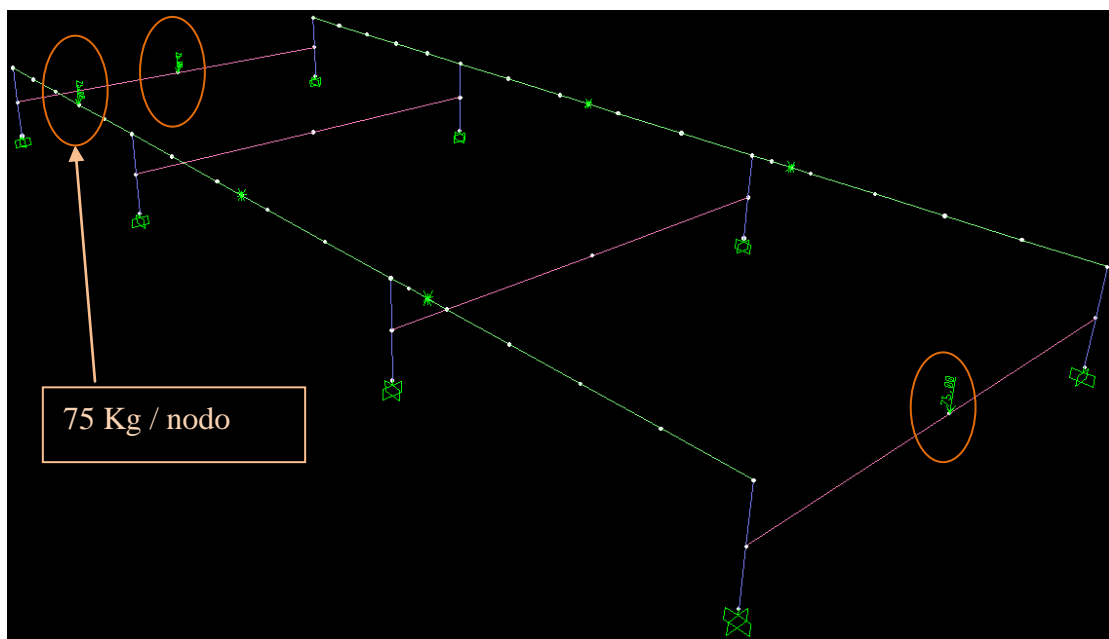


Fig.3.26. Análisis estructural con carga viva (posición 3).

Finalmente luego del análisis se comprueba que la estructura no sufre serias alteraciones en su comportamiento, por cuanto ningún valor supera el máximo permisible que es uno (1), como se puede observar en la figura.

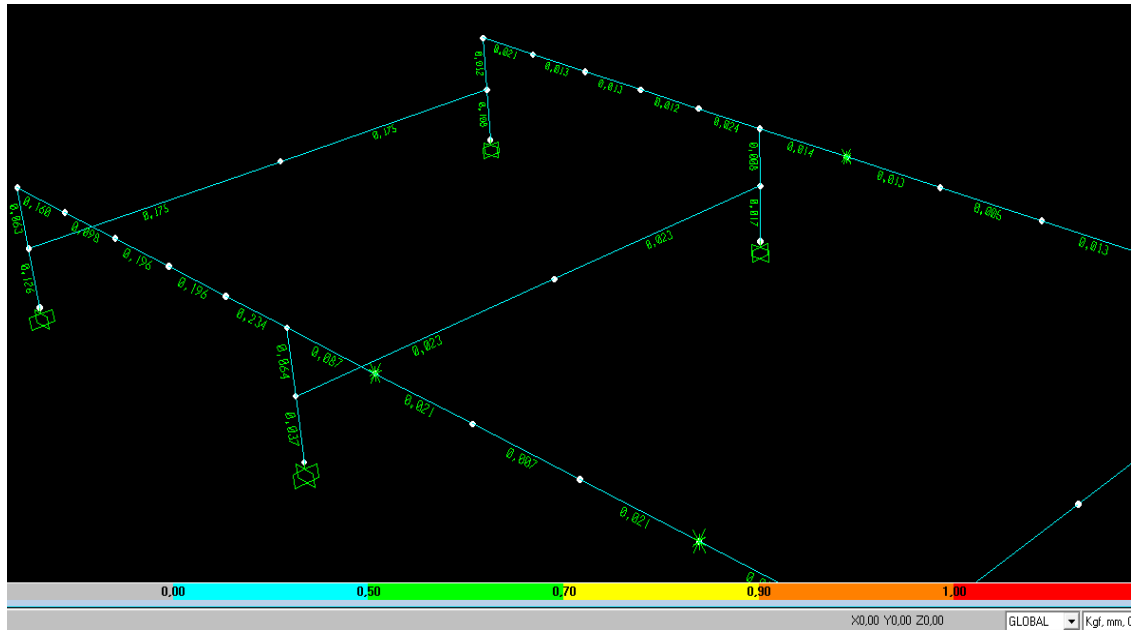


Fig.3.27. Resultado del análisis estructural en SAP 2000

Carga aplicada a los nodos de apoyo de la mesa de deslizable

Peso plancha MDF:

Utilizamos 2 plancha MDF.

Peso = 46 Kg (plancha de 2,44 x 1,22 x 0,01 m)

$$\frac{Peso}{Area} = \frac{2 \times 46 Kg}{(2 \times 2) m^2} = 23 \frac{Kg}{m^2}$$

Peso del bloque de poliuretano:

$W_{BLOQUE} = 100 \text{ Kg}$

$$\frac{W_{BLOQUE}}{AREA} = \frac{100 \text{ Kg}}{4 \text{ m}^2} = 25 \frac{Kg}{m^2}$$

$$\frac{Kg}{nodo} = \frac{(Peso MDF + PesoBloque) \left[\frac{kg}{m^2} \right] * Area aplicada [m^2]}{\# nodos}$$

$$\frac{Kg}{nodo} = \frac{(23 + 25) \frac{Kg}{m^2} * (2 \times 2) m^2}{10 nodos}$$

$$\frac{Kg}{nodo} = 19,2$$

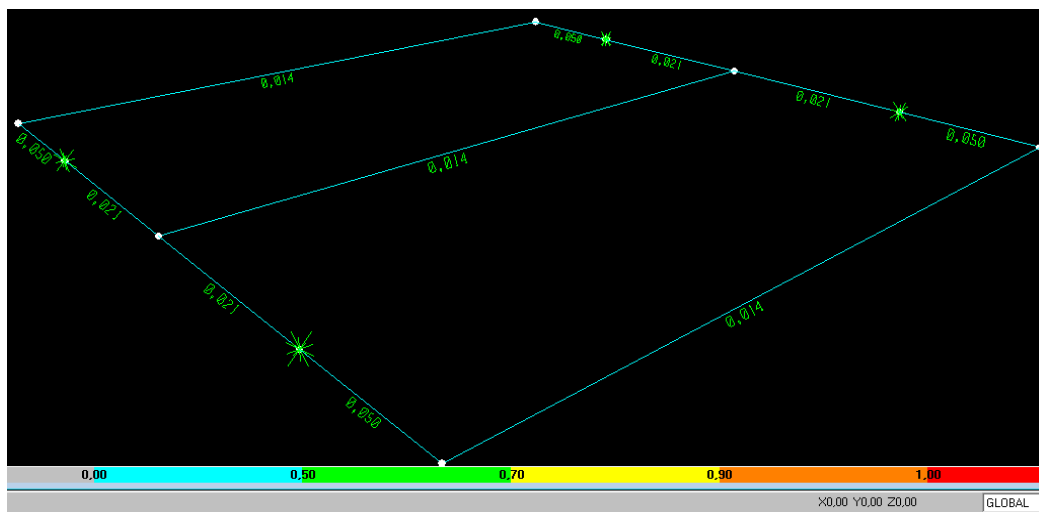
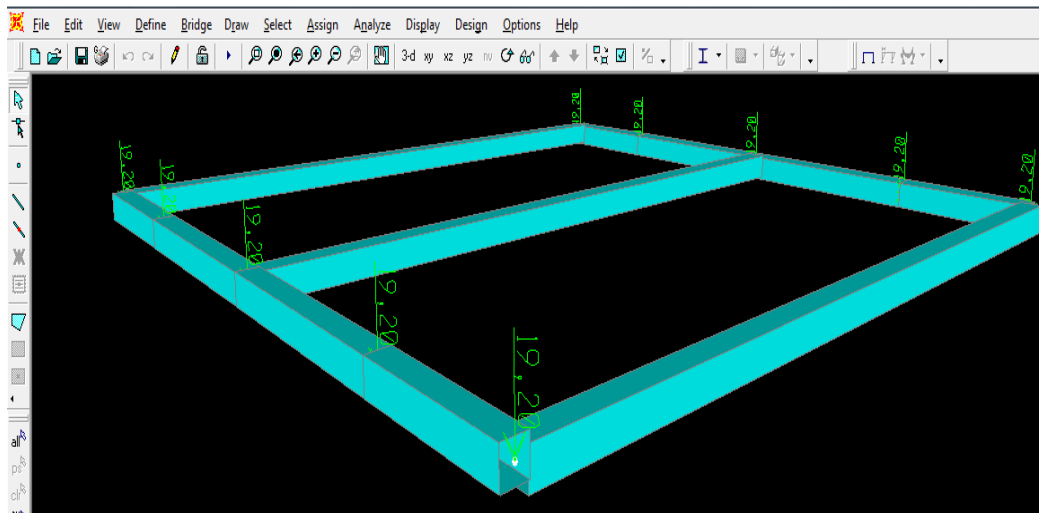


Fig.3.28. Análisis estructural de la mesa de deslizamiento en programa SAP 2000

Del mismo modo se procede a analizar el sistema de elevación para lo cual solo se dispone de una carga muerta, que corresponde a la tensión ejercida por la cadena.

$T=76,5 \text{ kg}$

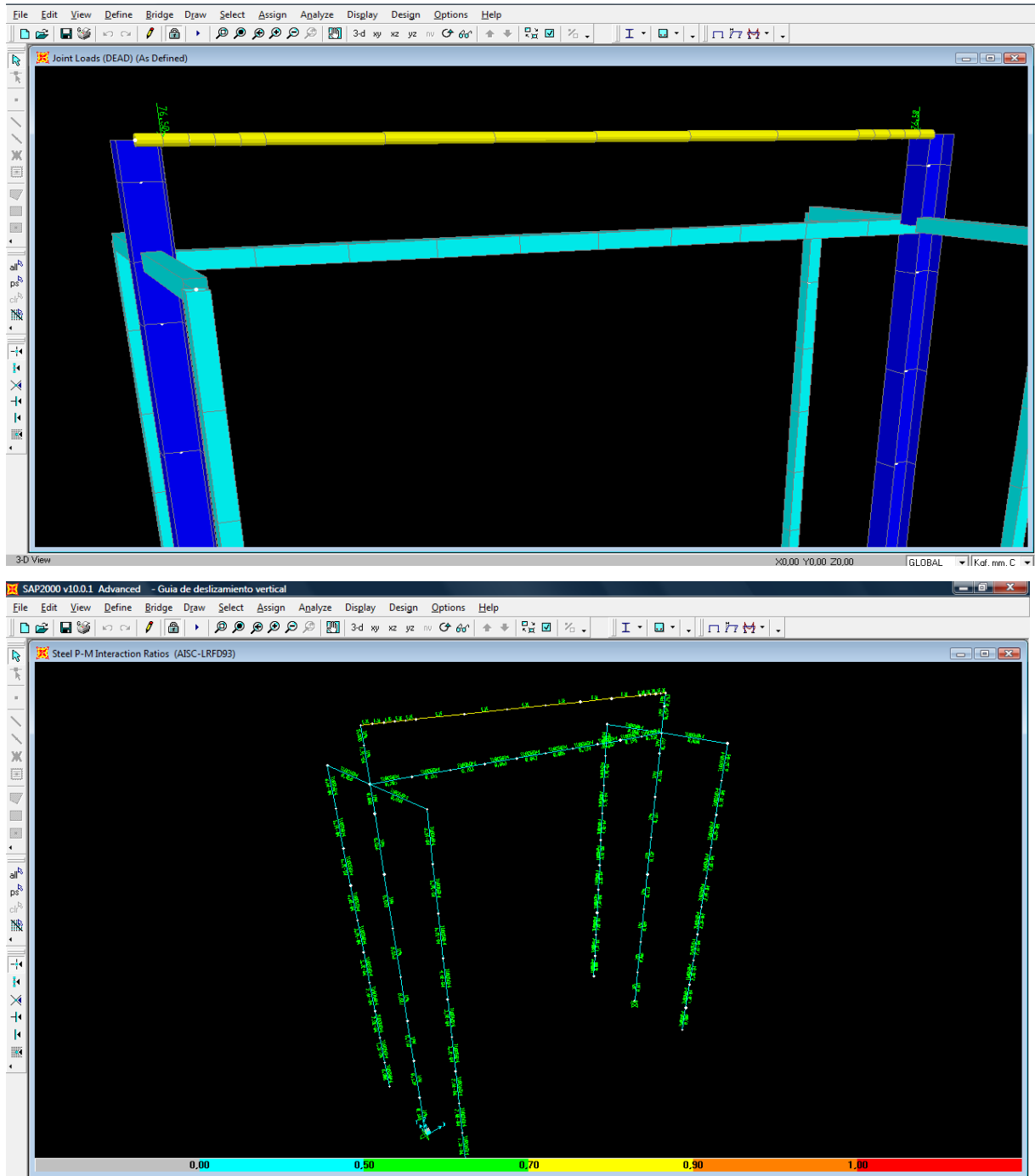


Fig.3.29. Análisis estructural del sistema de elevación en programa SAP 2000

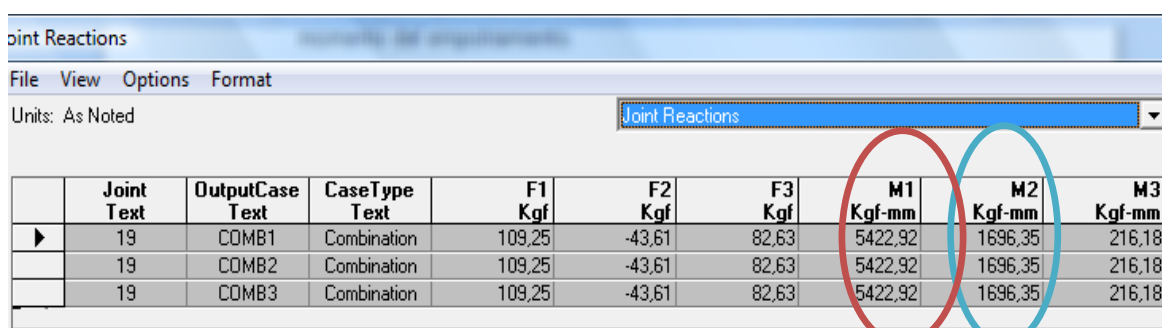
Diseño de la placa base: [Ref.1]

Reacciones en el empotramiento

Debido al empotramiento se puede suponer que la placa está completamente rígida, la misma que estará sometida a compresión y a un momento del empotramiento.

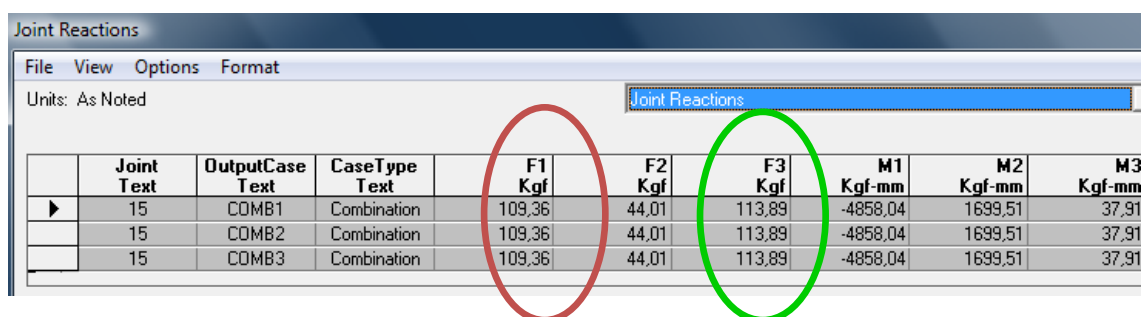
Del análisis anterior se observa que los máximos momentos del empotramiento se encuentra en la posición 3, nodo #19; mientras la máxima fuerza de compresión se la halla en la posición 2, nodo #15 de la bancada de deslizamiento, obteniendo como resultado las siguientes tablas:

TABLA VI. MÁXIMOS MOMENTOS ACTUANTES EN LA BASE DE LA MESA DE DESLIZAMIENTO



	Joint Text	OutputCase Text	CaseType Text	F1 Kgf	F2 Kgf	F3 Kgf	M1 Kgf-mm	M2 Kgf-mm	M3 Kgf-mm
►	19	COMB1	Combination	109,25	-43,61	82,63	5422,92	1696,35	216,18
	19	COMB2	Combination	109,25	-43,61	82,63	5422,92	1696,35	216,18
	19	COMB3	Combination	109,25	-43,61	82,63	5422,92	1696,35	216,18

TABLA VII. MÁXIMAS FUERZAS, DE CORTE (F_1) Y AXIAL (F_3) EN LA BASE DE LA MESA DE DESLIZAMIENTO



	Joint Text	OutputCase Text	CaseType Text	F1 Kgf	F2 Kgf	F3 Kgf	M1 Kgf-mm	M2 Kgf-mm	M3 Kgf-mm
►	15	COMB1	Combination	109,36	44,01	113,89	-4858,04	1699,51	37,91
	15	COMB2	Combination	109,36	44,01	113,89	-4858,04	1699,51	37,91
	15	COMB3	Combination	109,36	44,01	113,89	-4858,04	1699,51	37,91

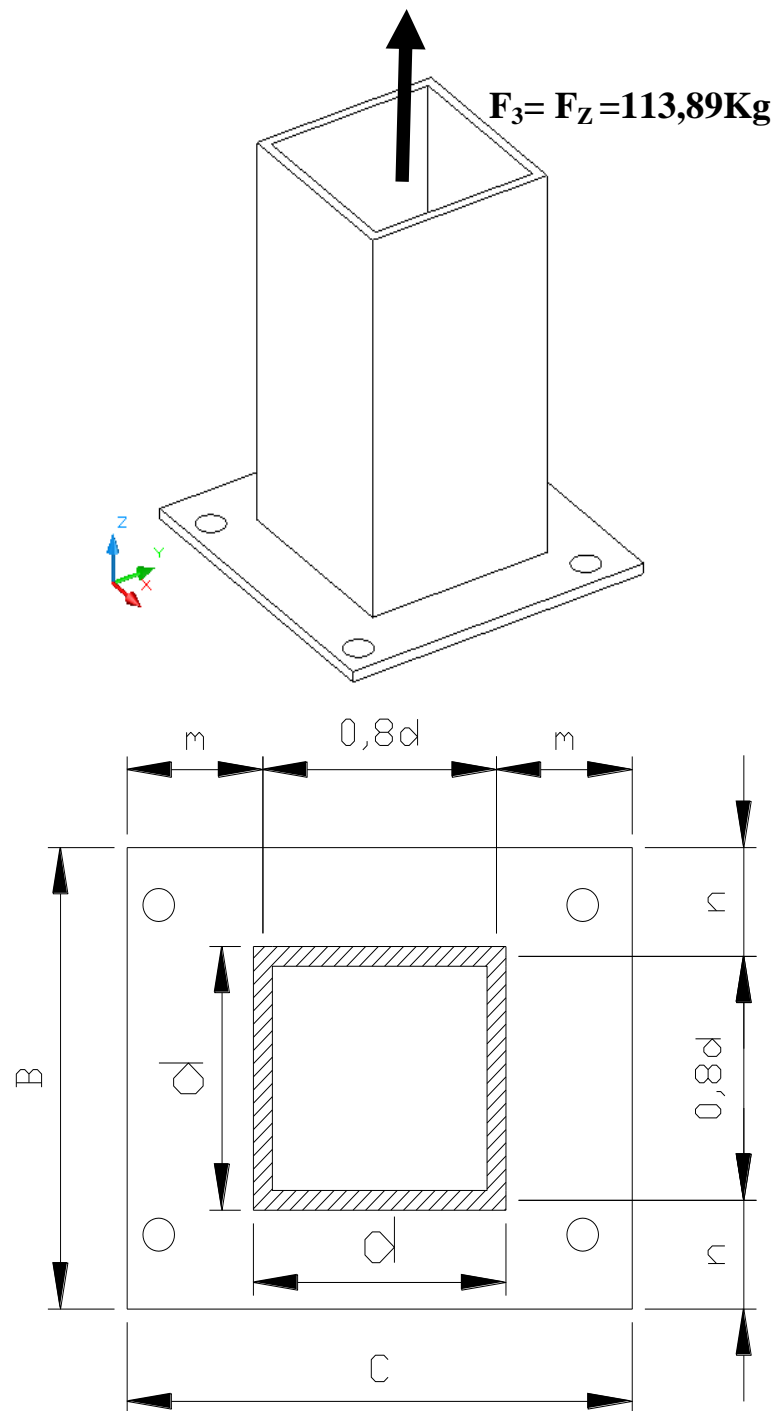


Fig.3.30. Carga axial existente en la placa base.

Determinación del esfuerzo axial para la placa.

Puesto que el A_2 de concreto queda cubierto por la placa cuya área es A_1 , el esfuerzo permisible del material de contacto (concreto) es:

$$F_p = 0,35 f_c'$$

(3.79)

Donde:

F_p : Esfuerzo admisible

f_c' : Es la resistencia del hormigón a los 28 días de solidificación

$$f_c' = 210 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$F_p = 0,35 \times 210 = 73,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Determinación del esfuerzo axial y a flexión por tanteo de las dimensiones [Ref.3]

$$f_{pm\acute{a}x} = \frac{P}{A} \text{ (Axial)} \quad (3.80)$$

$$f_{pm\acute{a}x} = \frac{M * \bar{y}}{I} \text{ (Por flexión)} \quad (3.81)$$

$$f_{pm\acute{a}x} = \frac{P}{A} \pm \frac{M}{S} \leq F_p$$

(3.82)

Donde:

f_p : Esfuerzo calculado

$$A = B \times C \text{ y } S = \frac{B \cdot C^2}{6}$$

Puesto que:

$$P = 113,89 \text{ Kg}$$

$$M_1 = 5422,92 \text{ Kg-mm} = 542,3 \text{ Kg-cm}$$

$$M_2 = 1696,35 \text{ Kg-mm} = 169,6 \text{ Kg-cm}$$

$$f_{pm\acute{a}x} = \frac{113,89}{B \times C} \pm \left(\frac{6 * 542,3}{B \times C^2} + \frac{6 * 169,6}{B^2 \times C} \right) \leq F_p.$$

Se asumen las medidas de B y C para placa de pernos externos por facilidad de montaje; Siendo: **B = 10 cm, y C = 10 cm**

$$f_{pm\acute{a}x} = 5,41 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \leq 73,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$f_{pmin} = 3,13 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \leq 73,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Proyecciones n, m, n':

$$n = m = (B - 0,8xd) / 2$$

Donde;

$$d = 6\text{cm}$$

$$n = m = \frac{(10 - 0,8 \times 6)}{2} = 2,6\text{ cm}$$

$$n' = \frac{1}{4} \sqrt{d \times d}$$

$$n' = \frac{1}{4} \sqrt{10^2} = 2,5\text{ cm}$$

Cálculo del espesor con las proyecciones n y m:

Diagrama de presiones:

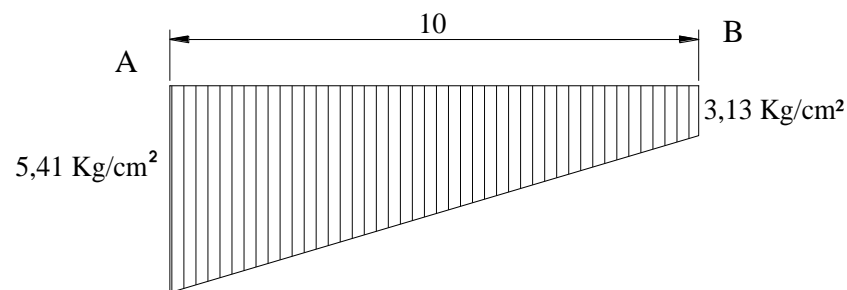


Fig.3.31. Diagrama de presiones.

$$\text{Pendiente} = \frac{fp \text{ max} - fp \text{ min}}{C} = \frac{5,41 - 3,13}{10} = 0,23 \quad (3.83)$$

Ecuación de la recta A B:

$$q = fp \text{ max} - (\text{pendiente}) \cdot x \quad (3.84)$$

$$q = 5,41 - (0,23) \cdot x$$

$$V = 5,41x - \frac{(0,23) \cdot x^2}{2}$$

$$M = \frac{5,41x^2}{2} - \frac{(0,23x^3)}{6}$$

Para el lado n:

$$x = n = m = 2,6 \text{ cm}$$

El momento se calcula con la expresión encontrada:

$$M = \frac{5,41x^2}{2} - \frac{(0,23x^3)}{6}$$

$$M = \frac{5,41(2,6)^2}{2} - \frac{(0,23(2,6)^3)}{6}$$

$$M = 17,61 \text{ Kg-cm}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{6M}{0,75F_y}} \quad F_y = 36 \text{ Kpsi} = 2536,4 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \text{ (Para acero A36)}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{6(17,61)}{0,75 \times 2536,4}} = 0,24 \text{ cm}$$

Se procede a calcular otro posible espesor

El momento se calcula con la expresión:

$$M = \frac{qn^2}{2} \tag{3.85}$$

Donde q es igual a:

$$q = 5,41 - (0,23)(2,6) = 4,81 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

$$M = \frac{(5,41 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}})(2,6 \text{ cm})^2}{2}$$

$$M = 18,29 \text{ Kg-cm}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{6M}{0,75F_y}} \quad F_y = 36 \text{ Kpsi} = 2536,4 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \text{ (Para acero A36)}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{6(18,29)}{0,75 \times 2536,4}}$$

$$t_1 = 0,24 \text{ cm}$$

Espesor para L:

Donde L el mayor entre n, m, n':

$$n' = \frac{1}{4} \sqrt{dxb} \quad ; \text{Siendo : } d = b \quad (3.86)$$

$$n' = \frac{1}{4} \sqrt{10^2} = 2,5 \text{ cm}$$

Por tanto $L = n = 2,5$

$$fp = \frac{P}{A} \pm \frac{M}{S}$$

$$fp = \frac{113,89}{B \times C} \pm \left(\frac{6 * 542,3}{B \times C^2} + \frac{6 * 169,6}{B^2 \times C} \right)$$

$$fp = 5,41 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$t = 2.L \sqrt{\frac{fp}{Fy}} \quad (3.87)$$

$$t = 2.(2,5) \sqrt{\frac{5,41}{2536,4}} = 0,23 \text{ cm}$$

Por tanto se selecciona el espesor mayor que en este caso es de 2,3 mm. Pero debido a que en el mercado no existen espesores exactamente de ésta medida se procede a utilizar el inmediato superior que es una plancha con un espesor de 3mm

Se selecciona una placa de 100 x 100 x 3 mm.

Número de placas = 8

Finalmente:

De acuerdo al catálogo DIPAC, se selecciona:

Plancha de acero ASTM A-36 con un espesor de 3 mm.

Selección del diámetro de los pernos de expansión utilizados en la estructura

Cargas aplicadas en la base de la estructura.

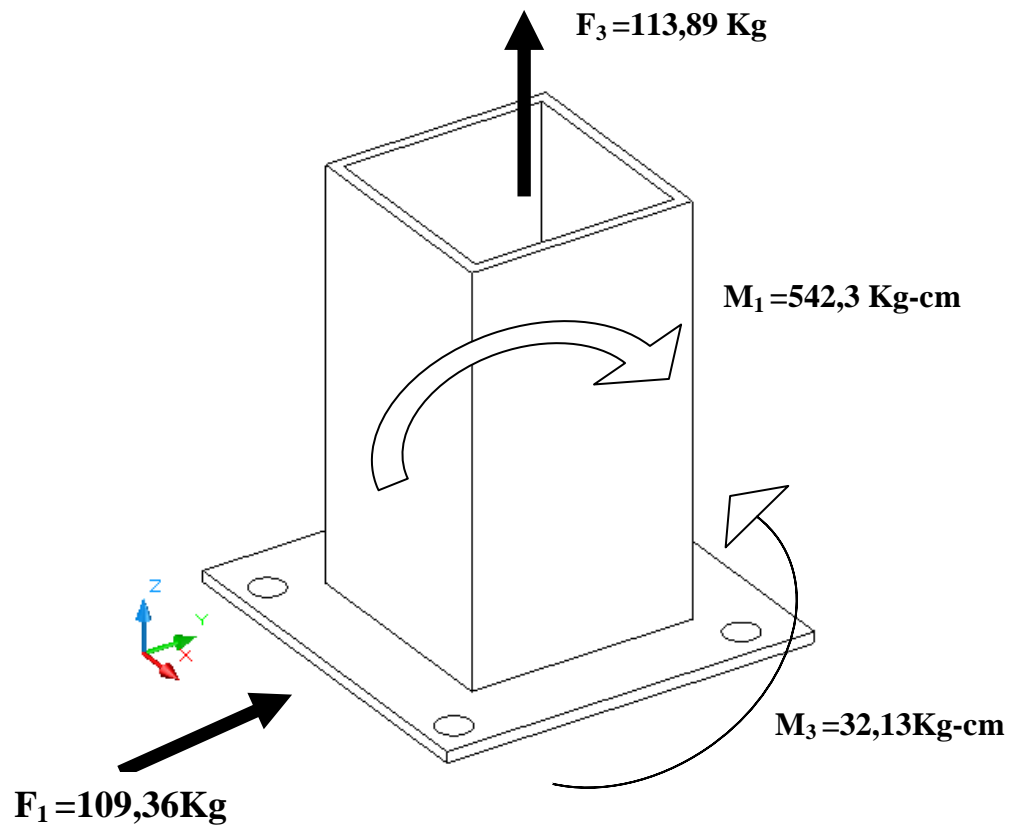


Fig.3.32. Cargas aplicadas en placa base de la estructura.

Esfuerzo axial

Tracción Primaria debido a F_3

$$\sigma_3 = \frac{F_3}{4 A_C} = \frac{113,89}{4 A_C} = \frac{28,47}{A_C} \quad (3.88)$$

Tracción Secundaria debido a M_1

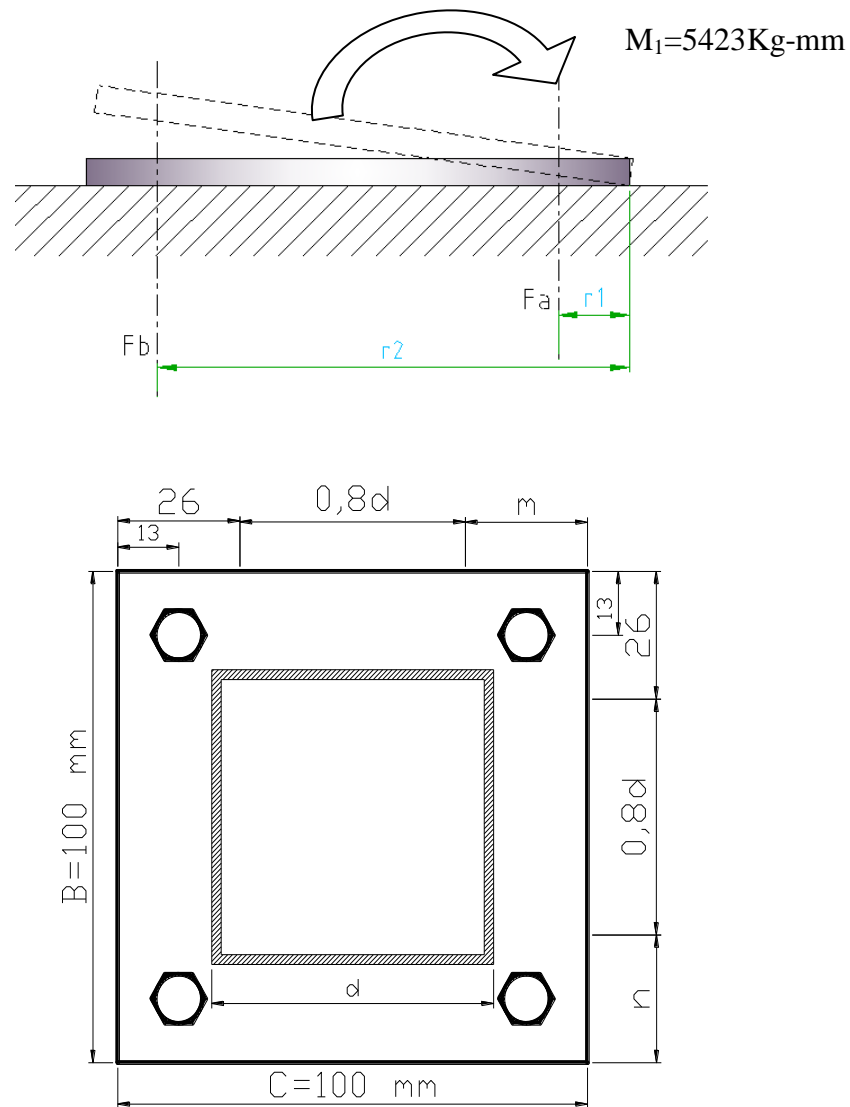


Fig.3.33. Tracción secundaria en placa base debido a momento flector 1.

$$M_1 = M_a + M_b \quad (3.89)$$

$$M_1 = F_a * r_1 + F_b * r_2$$

Siendo;

$$\frac{F_a}{r_1} = \frac{F_b}{r_2} \quad \rightarrow \quad F_b = \frac{r_2}{r_1} F_a$$

$$M_1 = F_a * r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} F_a \quad (3.90)$$

$$F_a = \frac{M_1 * r_1}{r_1^2 + r_2^2}$$

$$F_b = \frac{M_1 * r_2}{r_1^2 + r_2^2}$$

$$Fa = \frac{542,3 * 1,3}{(1,3)^2 + (8,7)^2}$$

$$Fb = \frac{542,3 * 8,7}{(1,3)^2 + (8,7)^2}$$

$$Fa = 9,8 \text{ Kg}$$

$$Fb = 60,95 \text{ Kg}$$

Debido a que en cada fila se encuentran 2 pernos se procede a buscar la fuerza que actúa en cada uno de ellos.

$$Fa(\text{c/perno}) = 4,9 \text{ Kg}$$

$$Fb(\text{c/perno}) = 30,47 \text{ Kg}$$

Esfuerzo final

$$\sigma_x = \frac{28,47 \text{ kg}}{A_c} + \frac{Fa}{A_c} + \frac{Fb}{A_c} \quad (3.91)$$

$$\sigma_x = \frac{28,47 \text{ kg}}{A_c} + \frac{4,9}{A_c} + \frac{30,47}{A_c}$$

$$\sigma_x = \frac{63,84 \text{ kg}}{A_c}$$

Esfuerzo producido por corte

- Corte primario debido a F_1

$$V(\text{C/perno}) = \frac{F_1}{4} = \frac{109,36}{4} = 27,34 \text{ Kg}$$

- Corte secundario debido al M_3

**TABLA VIII. RESULTADOS DE MOMENTOS RESULTANTES EN LA PLACA
BASE DE LA MESA DE DESLIZAMIENTO**

Joint Reactions									
File View Options Format									
Units: As Noted						Joint Reactions			
	Joint Text	OutputCase Text	CaseType Text	F1 Kgf	F2 Kgf	F3 Kgf	M1 Kgf-mm	M2 Kgf-mm	M3 Kgf-mm
▶	1	COMB1	Combination	-108,78	3,09	54,69	-191,18	-1688,28	321,29
	1	COMB2	Combination	-108,78	3,09	54,69	-191,18	-1688,28	321,29
	1	COMB3	Combination	-108,78	3,09	54,69	-191,18	-1688,28	321,29

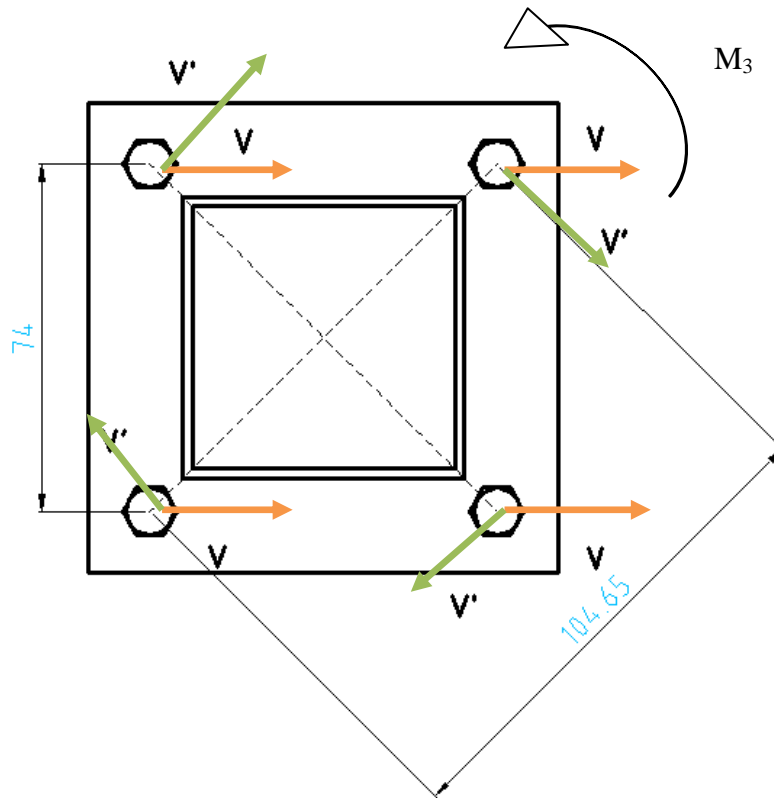


Fig. 3.34. Corte secundario en placa base debido a momento flector 3.

$$M_3 = 2 * V' * \text{distancia} \quad (3.92)$$

$$V' = \frac{M_3}{2 * \text{distancia}} = \frac{32,13 \text{ Kg} - \text{cm}}{2 * 10,45 \text{ cm}} = 1,54 \text{ kg}$$

$$V_{\text{RESULTANTE}} = \sqrt{V^2 + V'^2} = \sqrt{27,34^2 + 1,54^2} = 27,38 \text{ kg} \quad (3.93)$$

$$\tau_{XY} = \frac{V_{\text{RESULTANTE}}}{A_C} \quad (3.94)$$

$$\tau_{XY} = \frac{27,38 \text{ kg}}{A_C}$$

Según Tresca

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{XY}^2} = \frac{Sy}{\eta} \quad (3.95)$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{A_C} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{XY}^2} = \frac{Sy}{\eta}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{A_C} \sqrt{(63,84)^2 + 4(27,38)^2} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{84,11}{A_C} = \frac{S_y}{\eta} \quad \text{siendo } \eta = 4 \quad [REf.2]$$

$$S_y = 2536,4 \frac{kg}{cm^2} (Acero A36)$$

$$A_C = \frac{84,11 * \eta}{S_y} = \frac{84,11 * 4}{2536,4} = 0,13 cm^2$$

$$A_C = \frac{\pi d^2}{4} = 0,13 cm^2$$

$$d^2 = \frac{0,13 cm^2 * 4}{\pi}$$

$$d_{Nominal} = \sqrt{\frac{0,52}{\pi}}$$

$$d_{Nominal} = 0,41 cm$$

$$d_{Nominal de Corte} \geq 4,1 mm$$

$$d_{Comercial} = 5 mm$$

Finalmente el diámetro nominal de corte para las placas base de la bancada de deslizamiento se lo encuentra en un perno de expansión que tiene un diámetro de agarre de **5/16 in (7,92 mm)**.

NOTA:

En base al procedimiento anterior se tiene que el diámetro de agarre de los pernos de expansión utilizados para la estructura del sistema de elevación será de **1/2 in**.

3.9 Diseño eléctrico

3.9.1 Circuitos eléctricos

Motor trifásico 1 (SIST.DE ELEVACIÓN)

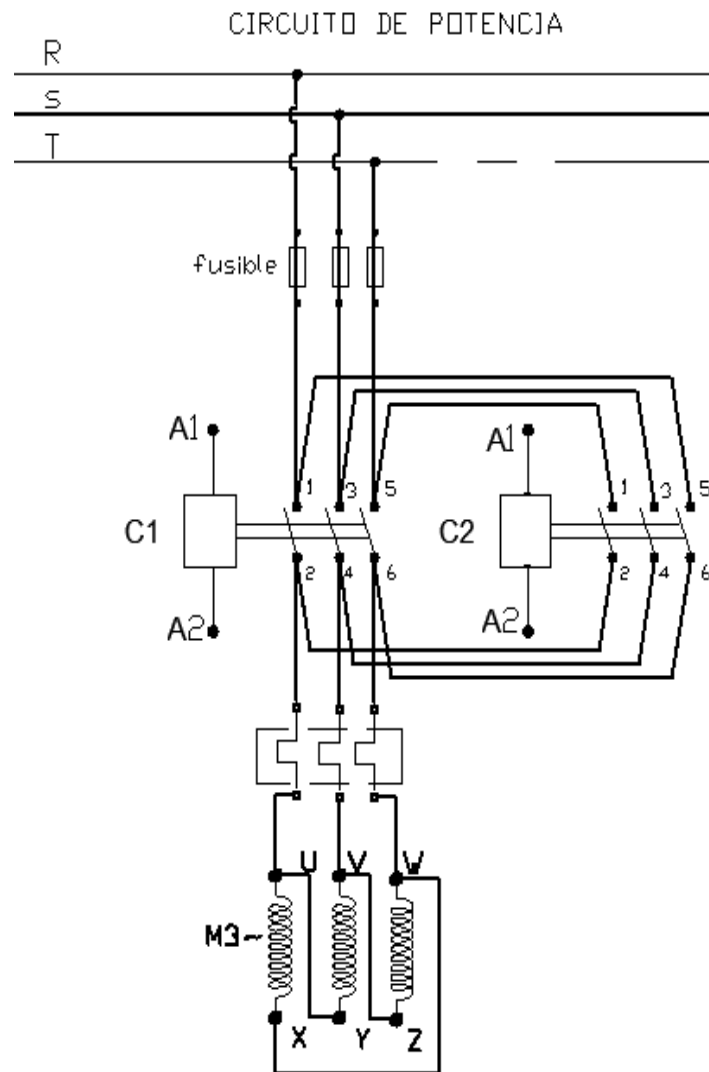
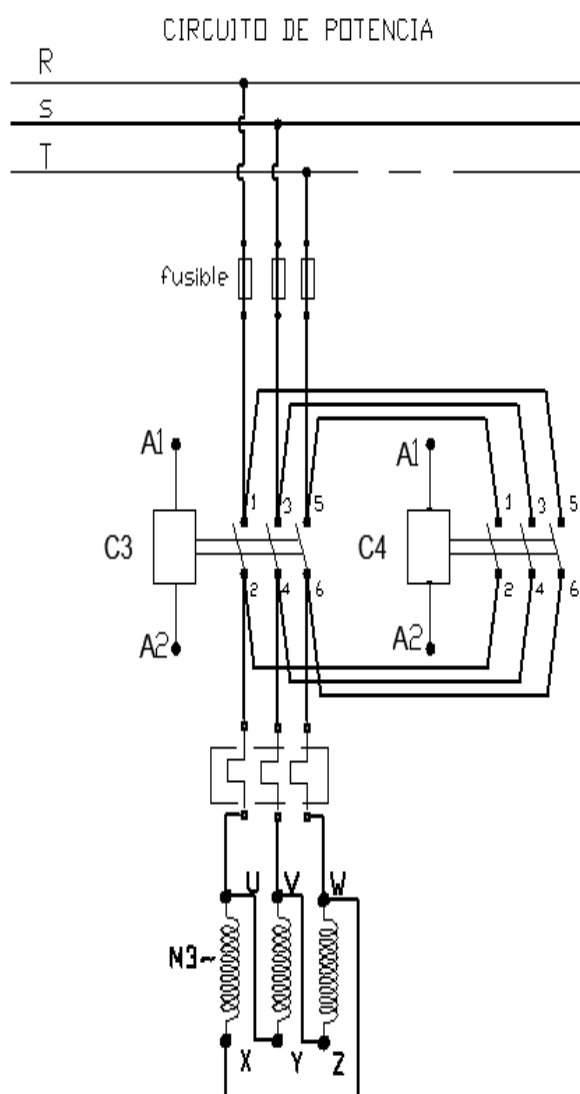
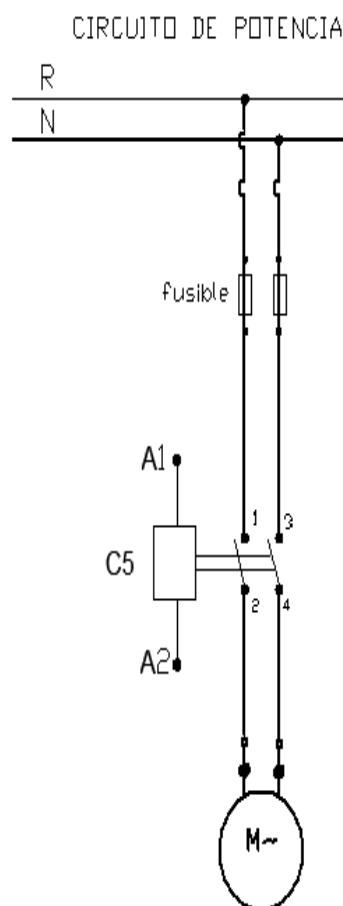


Fig.3.35. Circuito de potencia del sistema de elevación.

MOTOR TRIFÁSICO 2 (SIST.DESLIZAMIENTO)



MOTOR MONOFÁSICO (SIERRA CINTA)

**Fig.3.36.** Circuito de potencia del sistema de deslizamiento y de las sierra de cinta.

Nota: Los circuitos tanto de potencia como de mando de la máquina de corte se detallan de mejor manera al final del texto, en la sección de planos

3.9.2 Circuito electrónico

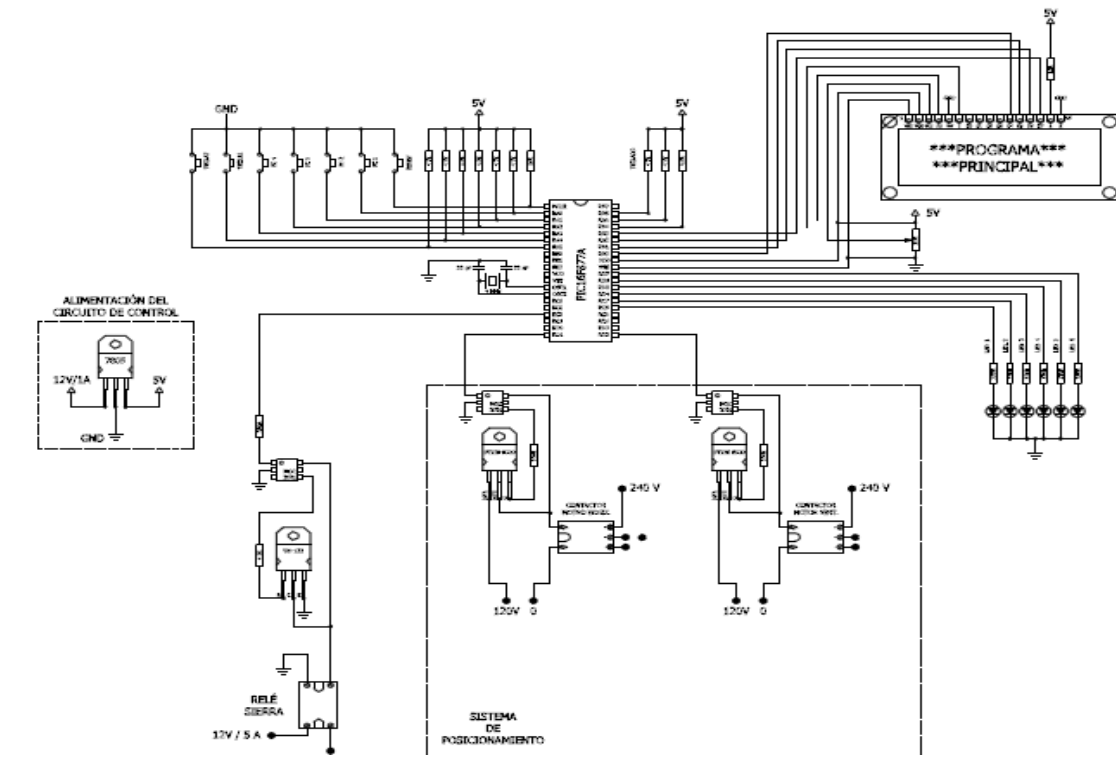


Fig.3.37. Circuito electrónico del sistema de control.

Nota: Este circuito se detalla de mejor manera al final del documento, en la sección de planos.

CAPÍTULO IV:

4. CONSTRUCCIÓN, MANTENIMIENTO Y COSTOS

4.1 Componentes de la máquina y tecnología de la construcción.

4.2 Operaciones tecnológicas.

- Dentro de las operaciones instaladas en la maquina están los sistemas de desplazamiento tanto horizontal como vertical.
- El sistema de control de los motorreductores trifásicos que vienen a constituir una parte importante en la tesis ya que son las que dan el movimiento a todo el sistema.
- El tablero de control.

Tabla IX. Operaciones tecnológicas ejecutadas en la construcción de la máquina cortadora de bloques de poliuretano

SISTEMA	ELEMENTO	N °	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (Días)
Bancada de desplazamiento horizontal	Placas base	1	Trazado	2
		2	Corte (plasma)	1
		3	Taladrado	1
		4	Soldado	2
	Bancada principal	5	Trazado	5
		6	Corte (tronzadora)	3
		7	Soldado	3
		8	Pintura	1
SISTEMA	ELEMENTO	N °	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (Días)
Pórtico	Sistema principal y auxiliar	9	Trazado	5
		10	Corte (tronzadora)	3
		11	Soldado	4
		12	Pintura	1
	Mecanismo móvil de	13	Trazado	1
		14	Corte (plasma)	2

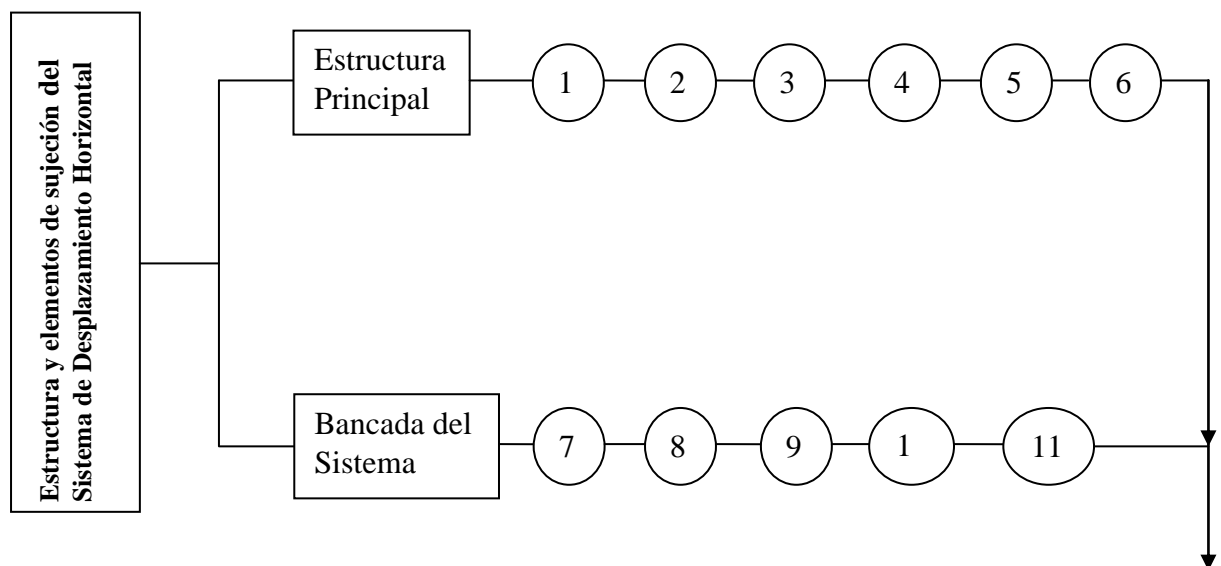
	deslizamiento	15	Doblado	1
		16	Soldado	1
		17	Taladrado	0,5
SISTEMA	ELEMENTO	N °	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (Días)
Sistema de corte	Base Motor	18	Trazado, corte (plasma)	1
		19	Soldado	0,5
	Motor monofásico	20	Selección	1
		21	Montaje	0,5
	Volantes	22	Selección	2
		23	Montaje	3
	Ejes Principales	24	Selección	2
		25	Montaje	1
	Cinta de corte	26	Selección	1
		27	Soldado, montaje	0,5
	Guías	28	Selección	1
		29	Soldado	1
		30	Montaje	1

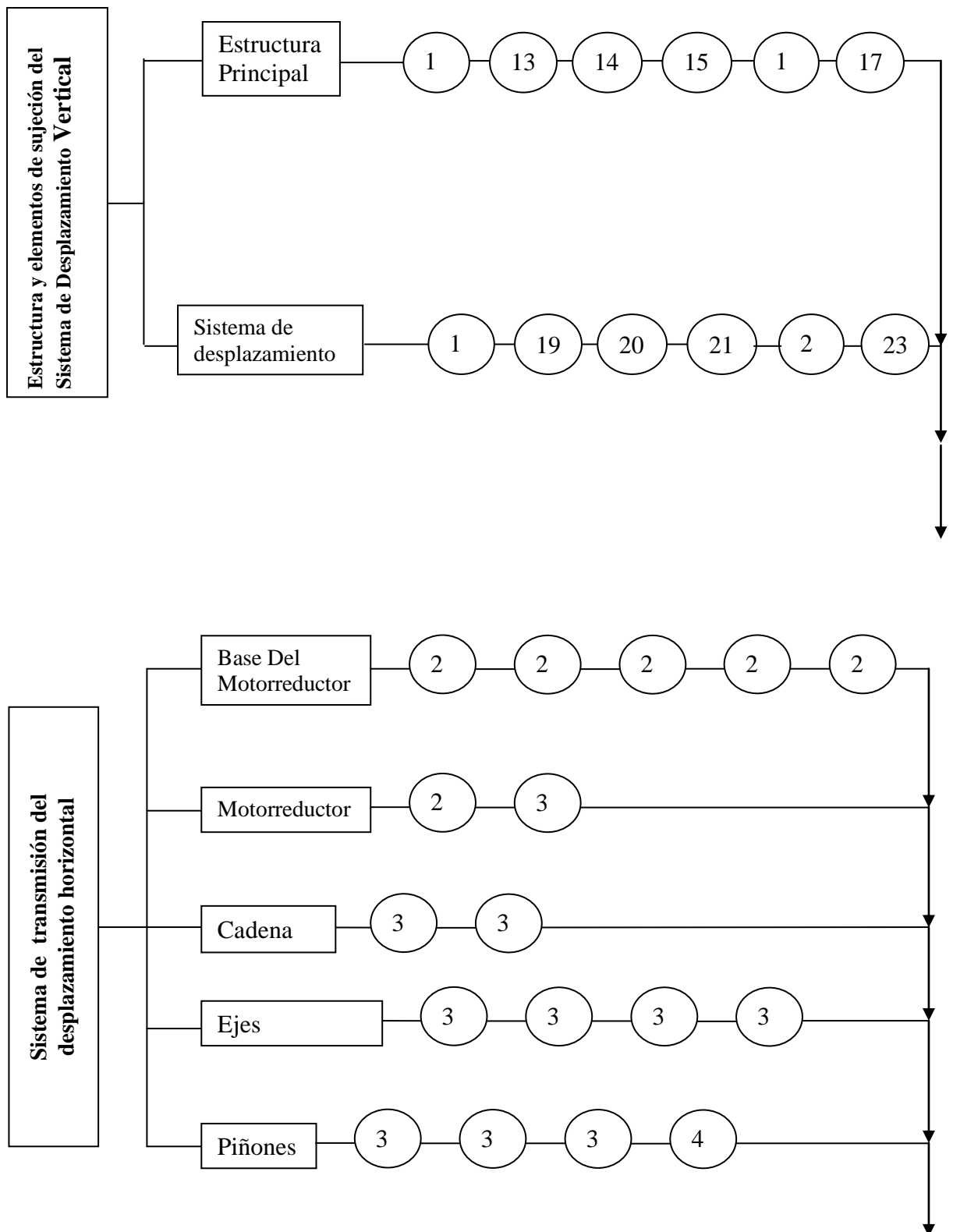
SISTEMA	ELEMENTO	N °	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (Días)
Transmisión de potencia en bancada de desplazamiento horizontal	Motorreductor	31	Selección	1
		32	Montaje	1
	Cadena y catalinas	33	Selección	1
		34	Montaje	3
	Chumaceras	35	Selección	1
		36	Montaje	1
SISTEMA	ELEMENTO	N °	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (Días)
Sistema de elevación	Motorreductor trifásico	37	Selección	1
		38	Montaje	1
	Cadena y catalinas	39	Selección	1
		40	Montaje	2

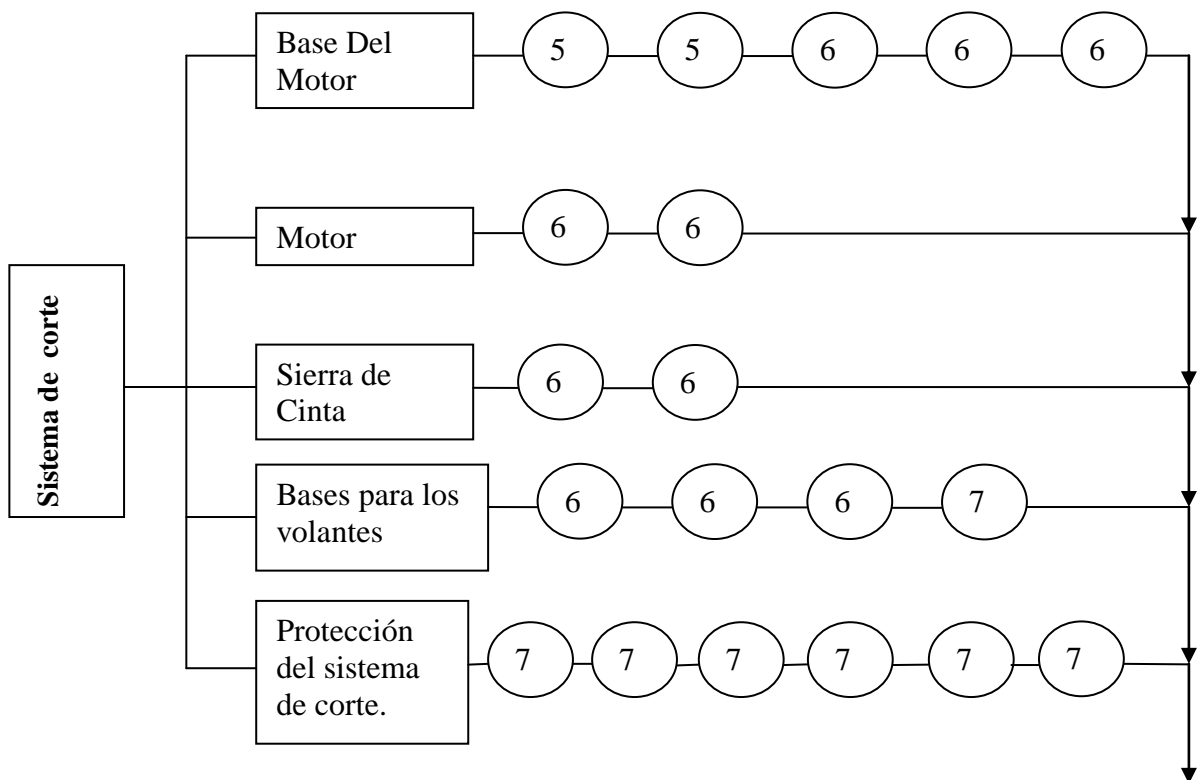
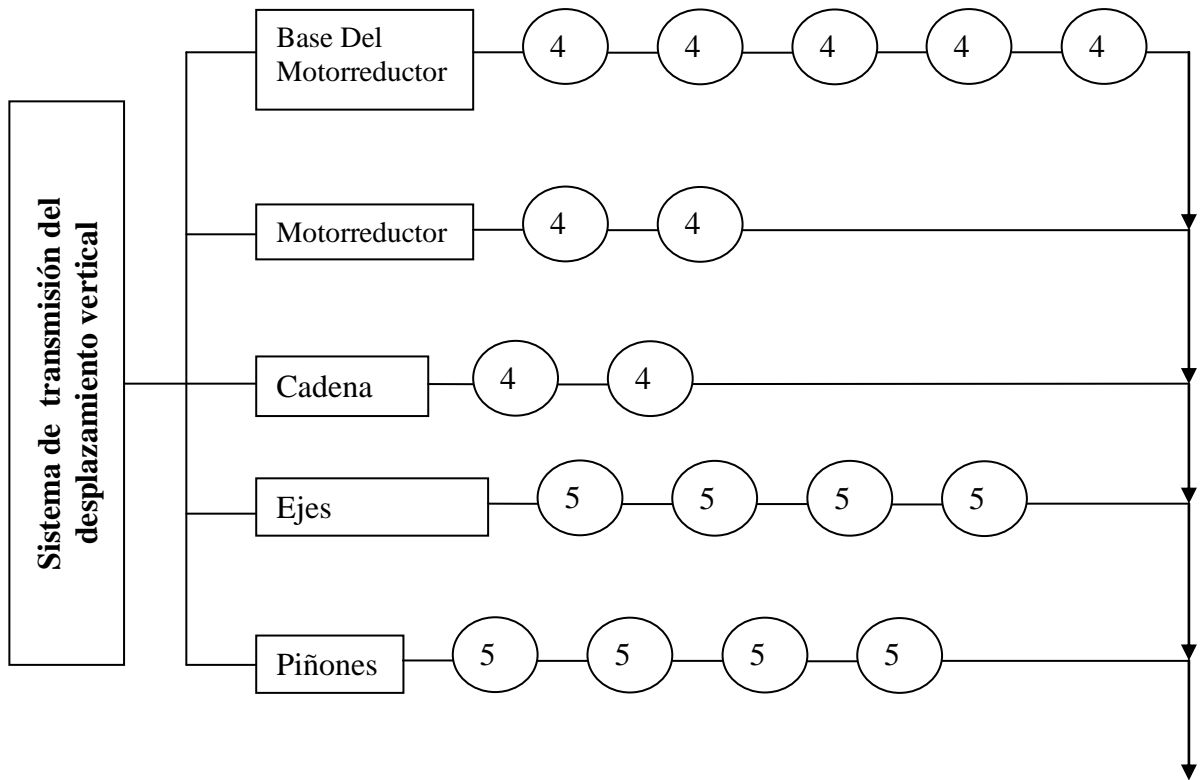
	Chumaceras	41	Selección	1
		42	Montaje	1
SISTEMA	ELEMENTO	N °	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (Días)
Sistema eléctrico y electrónico	Caja térmica	43	Selección	1
		44	Montaje	1
	Cableado eléctrico	45	Tendido	1
		46	Empalmado	1
	Automatización	47	Montaje	2
		48	Pruebas	2
	Tablero de control	49	Montaje	2
		50	Pruebas	1
	Programación	51	Desarrollo	2
		52	Compilación	2
TOTAL				82

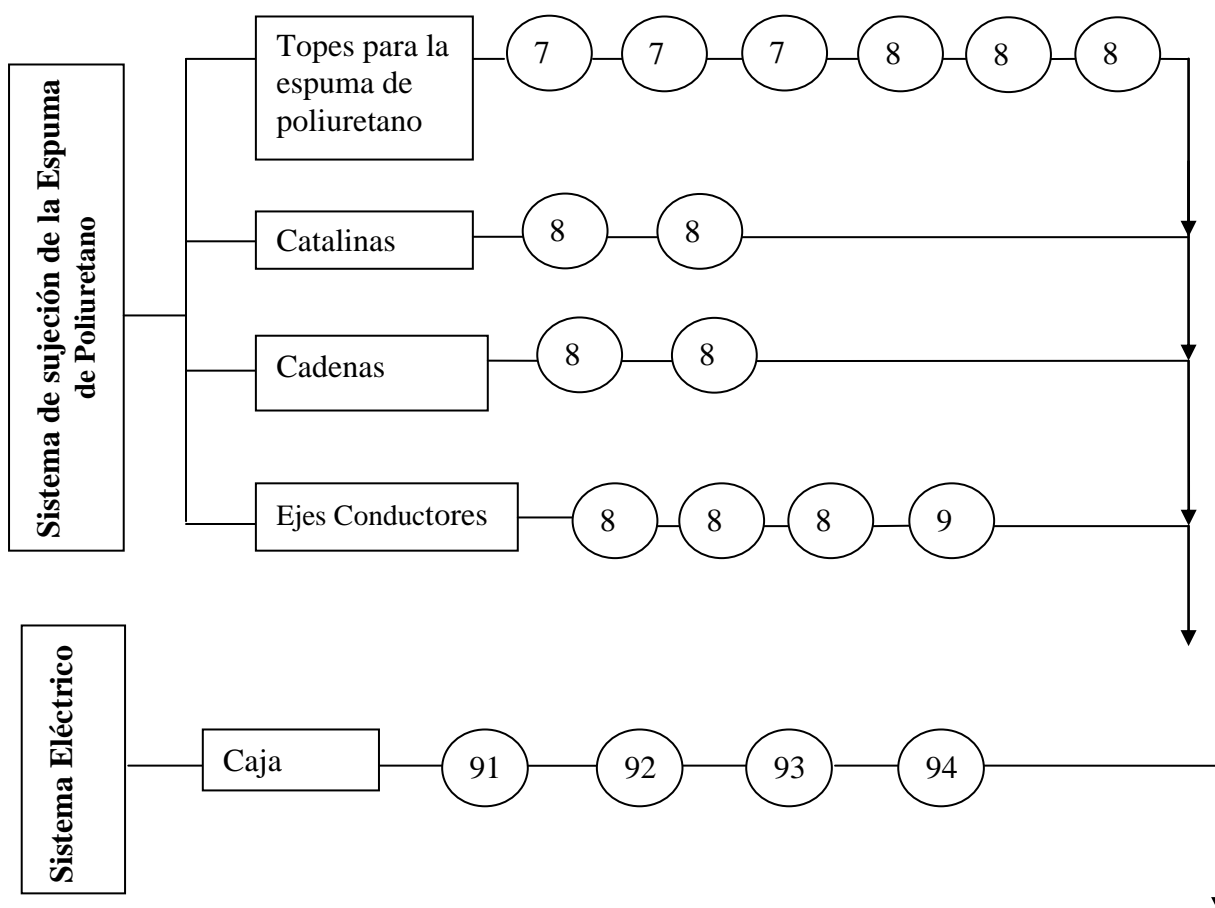
Cabe mencionar que a estos tiempos no se les consideró los tiempos muertos que son los que ocasionan demora en la construcción de la máquina.

4.3 Flujograma de construcción y montaje.










4.4 Operación y mantenimiento.

4.4.1. Manual de operación

a) Seguridad del equipo de corte

Avisos de seguridad

Esta señal de peligro  aparece en su manual. Siempre que aparezca esta señal lea con atención lo que dice. **SU SEGURIDAD DEPENDE DE ESTOS AVISOS.**

Usted verá esta señal de alerta con estas palabras:



¡PELIGRO! Indica una situación de peligro inminente que, de no evitarse, causará la muerte o una lesión grave.



¡ATENCIÓN! Indica una posible situación de peligro que, de no evitarse, causará la muerte o una lesión grave.



Indica una situación de peligro que, de no evitarse, podría causar lesiones menores o leves.

En este manual también debería buscar otras dos palabras: AVISO e IMPORTANTE.

AVISO: Puede prevenir que haga algo perjudicial para la máquina o los bienes de terceros. También puede utilizarse para alertar contra prácticas inseguras.

IMPORTANTE: puede ayudarle a realizar un mejor trabajo o facilitar su trabajo de alguna manera

Aclaraciones importantes



No opere este equipo hasta que no haya leído cuidadosamente Y comprendido las secciones SEGURIDAD y FUNCIONAMIENTO de este manual y de los manuales de cualquier otro equipo que utilice.

Su seguridad personal y la de terceros dependen de su cuidado y atención al operar este equipo.

Respete todas las leyes federales, estatales, municipales y normas específicas de la industria.

Seguridad general



La seguridad es importante. No deje de informar acerca de cualquier anomalía durante la puesta en marcha o el funcionamiento de la máquina. Informe si:

OYE golpes o cualquier otro ruido poco común.

HUELE aislante quemado, metal caliente, goma quemada, aceite quemado.

SIENTE cambios en el funcionamiento del equipo.

VE problemas en las conexiones y los cables o en otros equipos.

INFORME sobre cualquier cosa que vea, sienta, huelga u oiga que pueda ser insegura o diferente de lo esperado.

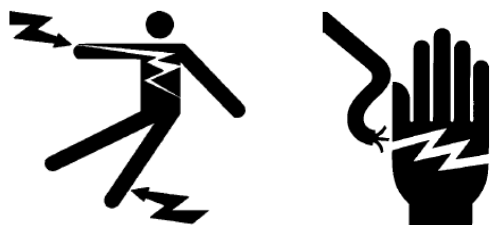
Utilice vestimenta de protección adecuada



Utilice guantes, zapatos de seguridad, anteojos de protección, y cualquier otro equipo de protección personal que sea necesario.

Quítese las joyas y anillos y no use vestimenta suelta, ni pelo largo que se pueda enganchar en los controles o máquinas móviles.

Seguridad eléctrica



Asegúrese de que los cables de alimentación tengan una conexión adecuada a tierra. Una conexión a tierra adecuada disminuye el peligro de recibir una descarga eléctrica. Inspeccione frecuentemente los cables de alimentación y la unidad para asegurarse de que no estén dañados. Los componentes que estén dañados deben ser reemplazados o reparados por un técnico especializado.

AVISO: Desconecte la máquina de la fuente de alimentación antes de realizar cualquier tarea de mantenimiento o de calibración.

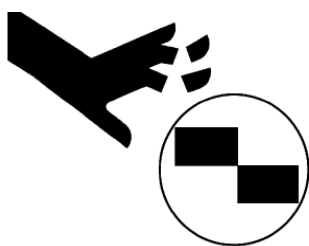
Asegúrese de conectar siempre la unidad a la fuente de alimentación correcta como se especifica en el manual.

No opere este equipo en ambientes peligrosos



Los motores eléctricos no son a prueba de explosión. La operación de estos componentes en un ambiente peligroso puede causar una explosión o un accidente fatal.

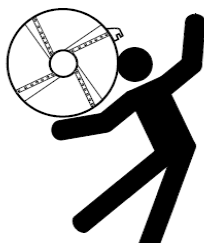
Las cuchillas de la cortadora son filosas



Las cuchillas de la cortadora están bien afiladas y pueden cortar. Nunca intente quitar los residuos cuando la cortadora esté funcionando o cuando esté entre las mordazas en la posición de recorte. Tenga mucho cuidado cuando utilice la cortadora y cuando manipule la unidad.

AVISO: Desconecte la cortadora de la fuente de alimentación y extraiga la sierra de cinta antes de realizar tareas de mantenimiento o de calibración.

Manténgase alejado



La cortadora gira rápidamente y pueden causar heridas graves si hay personas cerca de las mismas.

Todo el personal debe mantenerse alejado de la máquina durante su funcionamiento.

Cuide de su persona y de los demás mientras la máquina está en funcionamiento y mientras se mueve la sierra de cinta.

a. Panorama general

Las operaciones principales son:

Elevación. Se sujetan con firmeza todo el equipo de corte, alineado axialmente, para permitir que se lleven a cabo las otras operaciones.

Cortadora. La sierra de cinta debe estar perfectamente alineada y templada de manera que las superficies no tiendan a pandearse ni, y se ubiquen de manera paralela a la superficie del área de corte.

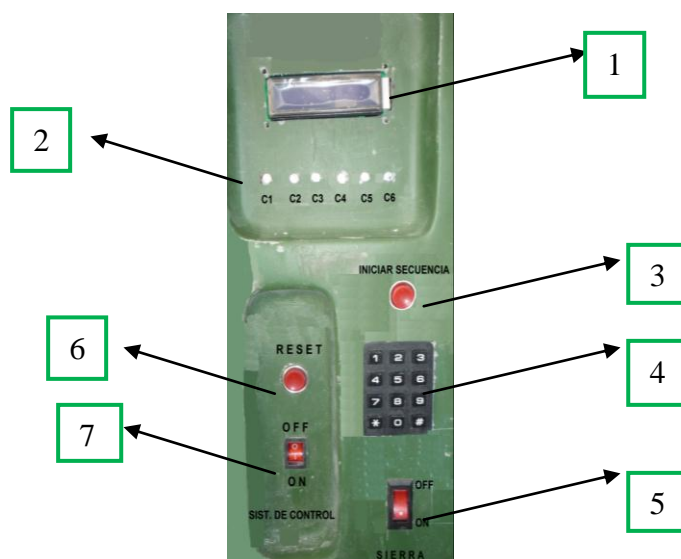
Alineación Los extremos de los tubos deben estar alineados entre sí para evitar un mal acoplamiento o errores de espesor en las paredes del tubo.

Deslizamiento. La mesa de deslizamiento debe estar perfectamente alineada con el objetivo de evitar trabas en su trayecto.

Inspección. Se deberá examinar visual y técnicamente que los volantes estén fijados correctamente a sus bases con la finalidad de asegurarse que la sierra de cinta no sufra ningún tipo de desbalance ni desalineación.

Además se deberá inspeccionar las conexiones eléctricas de los motores.

Control panel



Control Panel

1. Display. Muestra cada uno de los pasos a desarrollarse.

2. C1, C2, C3, C4, C5, C6 (Leds). Muestran el funcionamiento de cada uno de los contactores.

3. Botonera. Sirve para iniciar una secuencia, es decir baja el sistema de corte para el espesor requerido y desplaza la bancada de ida y vuelta.

4. Teclado. Ayuda a ingresar tanto la altura del bloque (máximo 160cm), así como el espesor del corte (máximo 28 cm).

Para aceptar la altura del bloque presionar el botón #, y para seleccionar el espesor de corte presionar el botón x.

5. Sierra (ON/OFF). Sirve para encender o apagar la sierra. Hay que notar que ésta trabaja en forma independiente al sistema automático, por lo que es responsabilidad del operario el manejo de dicha herramienta de corte.

6. RESET – Sist. de control. Permite encender la máquina, es decir asegura que el sistema tanto de corte como de desplazamiento horizontal, inicie siempre en sus ubicaciones predeterminadas.

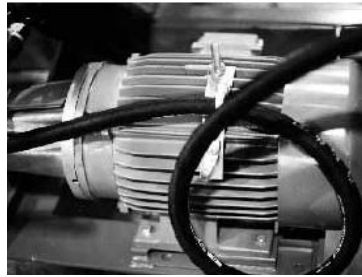
7. Sistema de control (ON/OFF). Activa o corta el suministro de energía de todo el panel de control

Energía eléctrica



⚠ ¡PELIGRO! Todo el equipo eléctrico y las fuentes de alimentación deben estar ubicados en lugares seguros. Si esto no se hace se puede producir una explosión y un accidente fatal. Vea las especificaciones de este manual para conocer los requisitos de energía. Asegúrese de elegir el lugar adecuado para el sistema eléctrico.

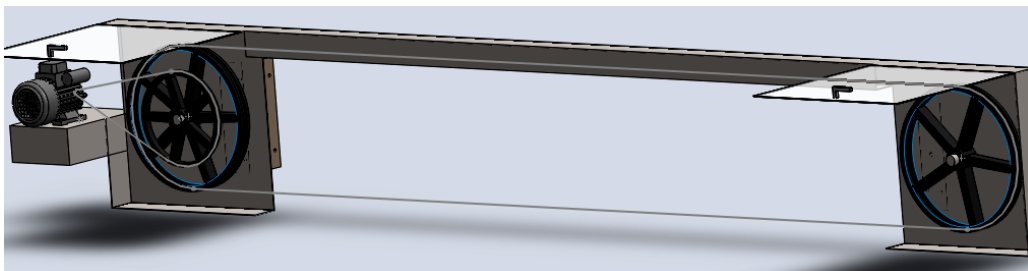
Motor eléctrico



⚠ ¡PELIGRO! El motor del sistema de corte debe estar totalmente cerrado y es refrigerado por un ventilador para garantizar una larga vida útil.

Además los motores eléctricos tanto de elevación como de deslizamiento no son a prueba de explosiones. La operación de estos componentes en un ambiente peligroso puede causar una explosión o un accidente fatal.

Cortadora



La cortadora es de tipo horizontal. Cada volante contiene una ranura que servirá para alojar una sierra de cinta. Además se dispone de una base que ayudará a sujetar a cada uno de los volantes por medio de un eje.

La potencia del sistema de corte será transmitido por un motor eléctrico con la ayuda de una banda de transmisión.

Aviso: Tense correctamente la sierra de cinta con el fin de evitar el pandeo local debido a la gran longitud del sistema.

b. Funcionamiento

Lea antes de operar



Antes de operar esta máquina, lea atentamente el manual y mantenga una copia junto a la máquina para referencia futura.

Guarde el manual en su caja protectora cuando no lo utilice. Este manual forma parte de su máquina.

Energía eléctrica



Aviso: Conecte la unidad a la fuente de alimentación adecuada. Asegúrese de elegir un lugar adecuado para el sistema eléctrico.

Si la unidad no se enciende, fíjese si está encendido el breaker de alimentación correspondiente a cada sistema; ya sea de corte, de desplazamiento o de control. Si no, acciónelo.

Si la unidad sigue sin arrancar a pesar de haber accionado sus breakers, comuníquese con el personal de operación encargados del diseño de la unidad para obtener asistencia.

Ubicación de la cortadora



Asegúrese de que los datos ingresados para el espesor a ser cortado sea el correcto, luego presione el botón **ON** para que el sistema corte se desplace a la posición deseada. Verifique que la cortadora este en posición correcta e inicie la operación.

Regulación de las guías de la sierra de cinta



Afloje la tuerca de seguridad del sistema de ajuste de las guías y ubíquelas de tal manera que la sierra de cinta se encuentre totalmente paralela a la bancada de deslizamiento. Luego ubique la base de cada una de las guía de tal manera que ésta ayude a que la sierra de cinta quede en el centro de los volantes para así evitar el desgaste de los dientes de la herramienta en las paredes de seguridad.

Aviso: El motor eléctrico puede sobrecargarse y activar el interruptor de sobrecarga si se configura una tensión muy alta.

Si se activa el interruptor de sobrecarga y se apaga el motor, es necesario disminuir la tensión de las guías.

Comienzo del corte



Encienda el motor de la cortadora e inicie la operación. Asegúrese de que la sierra de cinta se encuentre bien ubicada y correctamente alineada.

El sistema continuará cortando el bloque hasta que el sensor dé la señal correspondiente y luego de un determinado tiempo retorne a su lugar inicial para continuar con el proceso.

Luego del corte

Apague el motor de la cortadora. Mueva la bancada totalmente hacia la posición inicial. Mueva el sistema de corte hacia arriba y limpie la viruta desprendida durante la operación de corte.

c. Mantenimiento

Mantenimiento preventivo



Para asegurar un rendimiento óptimo, limpie la máquina regularmente y realice un mantenimiento constante de la misma. Con un cuidado y mantenimiento razonable, esta máquina tendrá una vida útil de muchos años. Por tanto, es importante tener un programa establecido para su mantenimiento.

Proteja la máquina contra la intemperie siempre que sea posible, particularmente con el polvo desprendido de la cámara de pulido que se encuentra junto a la unidad de corte.

Desconexión de la energía eléctrica



Siempre desconecte la unidad de la fuente de energía eléctrica antes de hacer cualquier mantenimiento, para evitar el riesgo de recibir una descarga eléctrica. Cubra la todos los equipos eléctricos además del tablero control antes limpiar la máquina.

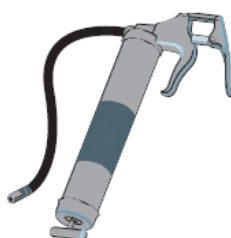
Contactores (relés)



Los contactores utilizados en el control de la máquina de corte son netamente de accionamiento mecánico por tanto se recomienda cambiarlos cada 1280 horas u 8 meses de funcionamiento, ya que estarán sujetos a uso continuo.

Nota: En caso de usar relés de estado sólido (accionamiento electrónico), hay que notar que éstos tienen una duración de funcionamiento de hasta 50 veces más que los contactores mecánicos.

Engrase



Mantenga las partes móviles lubricadas diariamente con grasa.

- _ Guías de deslizamiento del sistema de corte.
- _ Guías de deslizamiento de la mesa.

Aceite



Lubrique diariamente:

- _ Rodamientos tanto de los volantes como de las guías de la sierra.
- _ Cadenas, catalinas y chumaceras.

Sierra de cinta



La alineación de la sierra de cinta se realiza con la ayuda de las guías y es necesario inspeccionarlas para controlar que el filo de la cinta no se encuentre topando al volante lo que ocasionaría el deterioro de los dientes. Si la herramienta de corte se encuentra ya dañada, ésta deberá reemplazarse. **Longitud=6,35 mts.**

d. Especificaciones

Especificaciones:

- **Sistema de elevación**

Fuerza de diseño= 51Kgf (Tensión en cada cadena)

Torque de diseño= 280,5 Kg-cm

Motor trifásico $\frac{1}{2}$ hp, 35 rpm

Fases del motor (conexión)=3 delta

- **Sistema de corte** Fuerza de diseño= 342,6 Kgf Motor monofásico $\frac{3}{4}$ hp, 1700 rpm

- Bancada de deslizamiento

Fuerza de diseño= 200 Kgf

Motor trifásico $\frac{1}{2}$ hp, 20 rpm

Fases del motor (conexión)=3 delta

4.4.2. Manual de mantenimiento

La máquina de corte horizontal está constituida por varios sistemas, los cuales son:

- Sistema de elevación.
- Sistema de corte (sierra cinta).
- Sistema de desplazamiento horizontal (bancada).
- Sistema de automatización.

Para asegurar un funcionamiento adecuado, se sugiere el siguiente plan de mantenimiento preventivo:

a. Inspección diaria.

TABLA X. POSIBLES PROBLEMAS PRÁCTICOS A ENCONTRARSE DURANTE EL TRABAJO DE CORTE

Problema	Posible Causa
Vibración excesiva en la bancada	1. Falta de tensión en la cadena de arrastre. 2. Piñones desalineados 3. Necesidad de lubricación
Ruptura de cadenas	1. Sobrecarga en exceso. 2. Corrosión debido al ambiente. 3. Desalineación de piñones
Corte de secuencia en el panel de control.	1. Los sensores no se encuentran emitiendo señal al sistema de control, es decir la separación entre el emisor y receptor es demasiado grande.
Excesiva vibración	1. No existe la adecuada tensión de los volantes hacia la

de la sierra de cinta	sierra. 2. La sierra está montada en las guías. 3. Los volantes se hallan desalineados uno respecto del otro.
Desgaste prematuro de los dientes de la sierra	1. Rozamiento excesivo de los dientes en los topes de seguridad de los volantes, tanto motriz como conducido.

Recomendaciones:

- Lubricar diariamente las cadenas, piñones, y guías.
- Verificar la adecuada alineación de la sierra de cinta y su tensión correcta.
- Asegurar la correcta alineación de todos los piñones existentes en la máquina.

b. Inspección semanal

- Limpieza General de la máquina.

c. Inspección mensual.

- Realizar una inspección minuciosa de todos los sistemas de deslizamiento con la finalidad de identificar algún posible defecto o problema.
- Chequear el normal funcionamiento de los contactores.
- Verificar la adecuada lubricación de todas las partes móviles de la máquina.

4.5 Pruebas.

Objetivo

Verificar el correcto funcionamiento de la máquina de corte horizontal en función de los sistemas: mecánicos, eléctricos y electrónicos.

4.5.1. Pruebas de posición.

Terminada la construcción de la máquina de corte, se determinará el grado de eficiencia práctica al ser sometida al trabajo requerido, para lo cual se realiza las siguientes pruebas:

TABLA XI. PRUEBAS MECÁNICAS

ACTIVIDAD	SE DETECTÓ PROBLEMAS		
	SI	NO	COMENTARIO
Deslizamiento vertical de sistema de corte	X		Al momento de iniciar el desplazamiento, el sistema se detenía inesperadamente, existiendo trabas en algunos sectores del perfil; por tanto se decidió cambiar las guías, las mismas que permitieron solucionar el inconveniente.
Deslizamiento horizontal de la bancada		X	
Alineación de volantes	X		Para poder alinear correctamente los volantes fue necesario encender el motor que gira la sierra de cinta, de éste modo se asegura que dicha herramienta no tenga contacto con los bordes de seguridad que tienen los volantes y así no se desgasten prematuramente los dientes de la sierra de cinta.
Corte de sierra de cinta	X		Al momento de girar la sierra de cinta se observaba una vibración considerada debido a la gran distancia que ésta tenía; por tanto se hizo indispensable el uso de 2 guías, para asegurar un adecuado corte y dicho defecto fue absorbido y aprobado.
Detección de ruidos no deseados en motores		X	

Detección de otros ruidos	X		Al momento de girar la sierra de cinta, ésta producía un ruido molesto debido a que rozaba en los topes de seguridad de los volantes. Esto se pudo solucionar alineando correctamente la posición de la cinta
Verificar calentamiento en los motores		X	

TABLA XII. PRUEBAS ELÉCTRICAS Y ELECTRÓNICAS

ACTIVIDAD	SE DETECTÓ PROBLEMAS		
	SI	NO	COMENTARIO
Circuito de control electrónico	X		Al iniciar las respectivas pruebas con carga se pudo observar que la señal emitida por el sensor que controla el sistema de desplazamiento vertical a la entrada del microcontrolador estaba invertida, es decir teníamos una señal que controlaba el motor en sentido inverso, lo cual no era lo previsto. Para solucionar éste inconveniente simplemente se tuvo que cambiar la conexión a la entrada del microcontrolador, de ésta manera se obtuvo la señal requerida.
Circuito eléctrico de potencia	X		Luego de haber verificado todas y cada una de las conexiones del circuito de potencia se procedió a probar el equipo con sus respectivas cargas; con lo cual se notó que en ciertas ocasiones se producían picos de corriente ocasionando que se disparesen los contactores y a su vez los protectores térmicos. Como método de solución se procedió a ubicar condensadores (capacitores) en paralelo con las bobinas de los contactores con lo cual se eliminó en gran parte estos excesos de corriente.

4.5.2. Pruebas de precisión.

ACTIVIDAD	FUNCIONÓ		PROBLEMA O DEFECTO	SOLUCIÓN
	SI	NO		
Desplazamiento de Bancada: Adelante - Atrás	X		El sensor ubicado al final de la bancada no estuvo alineado correctamente por lo que sobrepasó el límite de carrera de la mesa	Ubicar el sensor a una distancia no mayor de 2 cm entre el emisor y el receptor.
Desplazamiento vertical: Arriba - Abajo	X		Al iniciar el encerado del equipo el sistema de corte no detectaba la señal en la cual debía detenerse, por lo que intentaba seguir su curso hacia arriba. La señal emitida por el sensor superior no correspondía al puerto en el cual el microcontrolador detiene al motorreductor	Ubicar correctamente la conexión en la cual la señal del sensor accione el puerto del microcontrolador y éste a su vez controle el motorreductor.
Sistema de corte	X		NO	

4.6 Análisis de costos

4.6.1 Costos directos

4.6.1.1. Materiales y accesorios

TABLA XIII. COSTOS POR MATERIALES Y ACCESORIOS MECÁNICOS

ACERO DE TRANSMISIÓN SAE 1018				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PREC.UNIT	SUBTOTAL (USD)
EJE, d=1 ¼ in, L=3850mm	unidad	1	54,5	54,5
EJE, d=1 in, L=30mm	unidad	8	0,4	3,2
EJE, d=3/4 in, L=25mm	unidad	4	0,143	0,57
EJE, d=1 ½ in, L=360mm	unidad	1	11,67	11,67
				69,94

PLANCHAS				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PREC.UNIT	SUBTOTAL (USD)
Planchas de acero ASTM A36, 2,44 x 1,44m; e=2mm	unidad	1	38,75	38,75
Planchas de acero ASTM A36; 1,22 x 1,44 m; e=5mm	unidad	1	83,36	83,36
Triplex, 1,2 x 1,1, e=18 mm	unidad	1	20,5	20,5
Plancha MDF; 2,44 x 1,44 ; e=20 mm	unidad	1	51,34	51,34
Planchas de acero ASTM A36; 0,3 x 0,12; e=10 mm	unidad	1	10	10
				203,95

PERFILES				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Tubo estructural Cuadrado 60 x2 mm, L=6mts	unidad	1	19,61	19,61
Tubo estructural Cuadrado 50x3 mm, L=6mts	unidad	3	23,86	71,58
Tubo estructural Cuadrado 50x2 mm, L=6mts	unidad	4	20,9	83,6
Angulo A36 de alas iguales 50 x 4 mm, L=6mts	unidad	2	21,1	42,2
Angulo A36 de alas iguales 50 x 4 mm, L=0,2mts	unidad	29	0,414	12
Perfil estructural IPN 80 x 40 x 4 mm, L=6mts	unidad	1	125	125
Pletina de acero ¾ x ¼ (in), L=6mts	unidad	1	12,4	12,4
				366,39

PERNOS, TUERCAS Y RODELAS INOXIDABLES				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Pernos de expansión, 5 /16 x 3 in	unidad	35	0,46	16,1
Pernos de expansión, ½ x 4 in	unidad	10	1,4	14
Pernos de expansión, ½ x 2-1/4 in	unidad	20	0,43	8,6
Pernos, ½ x 2 in	unidad	15	0,8	12
Rodela de presión, 3/8 in	unidad	8	0,07	0,56
Rodelas planas, 3/8 in	unidad	20	0,056	1,12
Rodelas planas, ½ in	unidad	10	0,112	1,12
				53,5

PERNOS, ESPÁRRAGOS Y PRISIONEROS DE ACERO				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Pernos G8 SAE UNC, 3/8 x 1-1/4 in	unidad	30	0,177	5,31
Pernos G8 SAE UNC, 1/2 X 1-1/2 in	unidad	10	0,48	4,8
Pernos G8 SAE UNC, 5/8 x 1-1/2 in	unidad	8	0,5	4,00
Pernos G8 SAE UNC, 1/4 x 1-1/4 in	unidad	35	0,16	5,60
Pernos galvanizados, 3/8 x 1-1/2 in	unidad	14	0,12	1,68
Pernos de sujeción, 1/4 x 3/4 in	unidad	35	0,1343	4,70
Pernos cabeza hex., 3/8 x 2 in	unidad	6	0,2	1,20
Pernos, 3/32 x 1/2 in	unidad	10	0,04	0,40
Espárrago, 3/8 x 2-1/2 in	unidad	1	0,44	0,44
				28,13

TUERCAS Y RODELAS DE ACERO				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Tuercas, d=1/4 in	unidad	35	0,05	1,75
Tuercas, d=3/8in	unidad	13	0,09	1,17
Tuercas, d=1/2 in	unidad	10	0,14	1,4
Tuercas de seguridad, d=3/8 in	unidad	4	0,08	0,32
Rodelas planas d=3/8 in	unidad	26	0,067	1,742
Rodelas de presión, d=3/8 in	unidad	22	0,034	0,748
Rodelas de presión, d=1/4 in	unidad	35	0,022	0,77
Rodelas de presión, d=1/2 in	unidad	10	0,037	0,37
				8,27

ACCESORIOS DE TRANSMISIÓN Y CORTE				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Banda Trapecial de transmisión, A 55	unidad	1	6,19	6,19
Cadena para transmisión, ANSI #50	unidad	4	56	224
Cadena para transmisión, ANSI #50	unidad	2	31	62
Sierra de cinta (longitud=6,33mts), De paso fino	unidad	1	14,63	14,63
				306,82

RODAMIENTOS, POLEAS, CHUMACERAS Y PIÑONES				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Rodamiento KBC6305, di=25,4mm /de=50mm	unidad	8	3,36	26,88
Rodamiento FAG6306, d=25,4mm / de=60mm	unidad	1	12	12,00
Rodamiento KBC6306, d=25,4mm / de=60mm	unidad	5	2,84	14,20
Chumacera-piso NBR UCP205- 16, di=25,4mm	unidad	4	5	20,00
Chumacera-pared NBR UCF205- 16, d=25,4 mm	unidad	6	5,6	33,60
Polea, de=60 mm	unidad	1	6,72	6,72
Polea, de=50mm	unidad	4	8,602	34,41
Piñón sencillo tipo B 21 dientes, di=25,4mm / de=110mm	unidad	4	27	108,00
Piñón sencillo tipo B 21dientes, di=25,4mm / de=110mm	unidad	2	16	32,00
				287,81

FUNDICIONES				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Volante de Al Ø=35cm + torneado + rectificado	unidad	2	90	180
Base de alojamiento	unidad	2	55	110
Polea Ø=15cm, + torneado	unidad	1	30	30
				320

OTROS				
DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Bisagras industriales	unidad	1	4,05	4,05
Cerradura triangular	unidad	3	4,33	12,99
Bisagra gabinete pavonada blister	unidad	1	0,9	0,9
Removedor/ pintura	galones	1	15,8	15,8
Tiradera	unidad	1	5,28	5,28
Pintura sintética	litros	2	7,05	14,1
Tubo ced 40	metros	1	2	2
Grasa liviana	gr	2	1	2
				57,12

COSTO TOTAL POR MATERIALES Y ACCESORIOS MECÁNICOS	1729,42 usd
--	--------------------

TABLA XIV. COSTOS POR MATERIALES Y ACCESORIOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

EQUIPOS ELÉCTRICOS				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Moto reductor eléctrico Varvel; 3Ø, 1/2hp, 35 rpm	unidad	1	503,8	503,8
Moto reductor eléctrico 3Ø, 1/2hp, 20 rpm	unidad	1	375	375
Motor eléctrico 1Ø, ¾ hp, 1750 rpm	unidad	1	100	100
				978,8

LISTA DE MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Centro de carga trifásica	unidad	1	87,12	87,12
Gabinete metálico 30x40x15 cm	unidad	1	31,67	31,67
Breaker monofásico 40 amperios	unidad	2	5,27	10,54
Breaker trifásico 40 amperios	unidad	2	30,88	61,76
Fuente de poder ATX775 700watt	unidad	1	29,74	29,74
Riel din perforada	unidad	1	3	3
Conector polar 15 Amp	unidad	1	4	4
Barra neutro (10cm)	unidad	1	2	2
Cable de poder	Unidad	1	2	2
Contactor GMC 18 110/220	unidad	1	20	20
Contactor GMC 12 110/220	unidad	1	14	14

Contactor GMC 9 110/220	unidad	2	12,5	25
Canaleta para piso 60x13 gris dexion	unidad	2	6,57	13,14
Canaleta lisa 40x25 blanca	unidad	2	5	10
Canaleta autoadhesiva 13x7 blanca	unidad	4	1,07	4,28
Cinta espuma blanca doble faz	unidad	1	5,8	5,8
Enchufe grande 15Amp /125V	unidad	1	0,8	0,8
Paquete de amarracable 12in x4 mm blanco	unidad	1	2,65	2,65
Metros de tubo anillado flexible amarillo	unidad	5	0,17	0,85
Regleta, 6 tomas	unidad	1	5,23	5,23
				333,58

CONDUCTOR				
TIPO	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Cable, AWG # 8	mts.	25	1,26	31,5
Cable, AWG # 12	mts	12	0,52	6,24
Cable sucre, AWG #3x12	mts	6	2,35	14,1
Cable sucre, AWG # 3x10	mts	26	3,37	87,62
Cable gemelo, AWG # 12	mts	10	1,01	10,1
Cable UTP	mts	15	0,75	11,25
				160,81

COSTOS TOTALES POR MATERIALES Y ACCESORIOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS	1473,2usd
---	------------------

4.6.1.2. Mano de obra

TABLA XV. COSTOS POR MANO DE OBRA

CATEGORIA	DETALLE	HORAS - HOMBRE	COSTO x HORA	SUBTOTA L (USD)
Tornero	Torneado de eje de diámetro 1 ¼ in, Long= 3 mts para alojamiento de chumaceras,	18	2,13	38,34
Tornero	Fabricación de ejes torneados y rectificadas de 1 in de diámetro utilizados para patines	17	2,13	36,21
Tornero fresador	- Torneado de eje de 1,25 in de diámetro, y 2 catalinas de 11cm de diámetro	16	2,13	34,08
Tornero fresador	- Mecanizado de ejes para acoplamiento de 2 volantes de fundición de Al a sus respectivas bases	47	2,13	100,11
Tornero fresador	- Arreglo y torneado de eje para transmisión de potencia, construcción de chaveta	7	2,13	14,91
Tornero fresador	- Torneado de: 2 ejes con chaveta y polea motriz	12	2,13	25,56
Tornero- fresador	Construcción de chavetas, torneado de ejes (L=40cm) para alojamiento de chumaceras	19	2,13	40,47
Técnico mecánico	- Rectificación y alineamiento de volantes y bases de fundición de aluminio	42	2,13	89,46
Soldador		72	2,13	153,36
Pintor		16	2,13	34,08
Electricista		10	2,13	21,3
Ing. en mecatrónica	Automatización de la máquina	264	2,13	562,32
				1150,2

COSTOS TOTALES MANO DE OBRA

1150,2 usd

4.6.1.3. Equipos y herramientas

TABLA XVI. COSTOS POR EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

MAQUINARIA Y HERRAMIENTAS	HORAS EQUIPO	- COSTO HORA	x SUBTOTAL (USD)
Soldadora mig	120	0,1	12
Compresor	40	0,09	3,6
Plasma eléctrico	160	0,08	12,8
Pulidora	48	0,08	3,84
Taladro	48	0,08	3,84
Herramienta menor	72	0,07	5,04
			41,12

4.6.1.4. Transporte

TABLA XVII. COSTOS POR TRANSPORTE

OPERACIONES	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUBTOTAL (USD)
Transporte Riobamba – Ambato	Km	1400	0,1	140
Transporte Ambato - Riobamba	Km	1400	0,1	140
Transporte Huachi - Sta. Rosa - Huachi	Km	180	0,4	72
Transporte de materiales a la planta	Km	3	3	9
Otros	Km	4	1,25	5
				366

TABLA XVIII. VALOR TOTAL COSTOS DIRECTOS

COSTOS POR:	SUBTOTAL (USD)
Mariales y Accesorios Mecánicos	1729,42
Materiales y Accesorios Eléctricos y Electrónicos	1473,19
Mano de Obra	1150,20
Equipos y Herramientas	41,12
Transporte	366
TOTAL COSTOS DIRECTOS	4759,93

4.6.2 Costos indirectos

TABLA XIX. COSTOS INDIRECTOS

DETALLE	CANTIDAD(%CD)	SUBTOTAL (USD)
Costo Ingenieril (Diseño y Supervisión)	10%	477,7
Imprevistos	5%	238,8
Utilidad	0	0,0
TOTAL COSTOS INDIRECTOS		716,5

4.6.3 Costos Totales

Los costos totales equivalen a la suma de los costos directos más los costos indirectos, teniendo una equivalencia para nuestro caso de cuatro mil doscientos dólares con setenta y cinco centavos.

TABLA XX. COSTOS TOTALES

DETALLE	SUBTOTAL (USD)
Total Costos Directos	4759,93
Total Costos Indirectos	713,99
TOTAL COSTOS	5473,92

4.6.4 Costos por operación y mantenimiento

De acuerdo al diseño realizado para la máquina de corte de bloques de espuma de poliuretano, se puede encontrar un valor aproximado en cuanto a lo referente a costos por operación y mantenimiento; cabe indicar que para obtener datos reales se deberá considerar rangos de tiempo en los cuales la máquina esté funcionando normalmente.

Para nuestro caso se toma como referencia los siguientes datos:

- Período de trabajo de la máquina al día= **6 horas**
- Días laborales de trabajo al mes= **20 días**

Por tanto para hallar el consumo eléctrico mensual se recurre a los datos técnicos dados por el fabricante de cada motor u otro equipo electrónico que consuma una potencia considerable.

En nuestro país el costo promedio por consumo de energía eléctrica es de 0,13 usd por Kw-h; por tanto al realizar un análisis del consumo de nuestra máquina de corte, se tiene:

TABLA XXI. CONSUMO ELÉCTRICO

CONSUMO ELÉCTRICO			
DETALLE	WATTS	HRS TRABAJO	KW-H/MES
Motor 3Ø, ½ hp, 50 rpm	372	120	44,64
Motor 3Ø, ¾ hp, 200 rpm	560	120	67,20
Motor 3Ø, 1 hp, 30 rpm	745,7	120	89,48
Elementos electrónicos	50	120	6,00
Total Kw-h/mes			207,32
Total a pagar mensualmente			26,95 usd

Otros datos a considerar serán el pago por operario, materiales de mantenimiento como grasa, aceite y otros materiales de limpieza; los valores se detallan en la tabla siguiente:

TABLA XXII. COSTOS TOTALES POR OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

VALORES POR OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA EN UN MES				
Detalle	Unidad	Cantidad	Prec. Unit (usd)	Subtotal (usd)
Consumo eléctrico	mes	1	26,95	26,95
Operario	mes	1	250	250
Grasa	gr	3	2,5	7,5
Aceite para lubricación	lt	2	3	6
Material de limpieza	gr	4	1	4
TOTAL (usd)				294,45

4.6.5 Otros

• Salvamento de la máquina

Para efectos de cálculo de rentabilidad, se hace necesaria la estimación de un valor de salvamento de la máquina de corte al momento en que culmine su vida útil contable. Se debe considerar un valor de salvamento del 10% del costo de la inversión total.

Salvamento (S)=	5% x C	(usd)	(4.1)
Inversión ©=	5493,42	(usd)	
S=	274,7	(usd)	

• Depreciación de la máquina (Método de línea recta).

La depreciación es la pérdida del valor contable que sufren los activos fijos por el uso al que se someten y su función productora de renta. En la medida en que avance el tiempo de servicio, decrece el valor contable de dichos activos.

$$D_{LR} = \frac{(P - V_{SALVAMENTO})}{n} \quad (4.2)$$

Donde:

D_{LR} = Depreciación anual

P = Valor original del activo

V_S = Valor de rescate o salvamento.

n = número de años de vida útil del activo

Entonces;

$$D_{LR} = \frac{(5473,92 - 273,7)}{10} = 520,02 \text{ usd}$$

PERÍODO (AÑOS)	DEPRECIACIÓN ANUAL	VALOR (USD)	% DEPRECIACIÓN
0		5473,92	
1	520,02	4953,89	5%
2	520,02	4433,87	5%
3	520,02	3913,85	5%
4	520,02	3393,83	5%
5	520,02	2873,81	5%
6	520,02	2353,78	5%
7	520,02	1833,76	5%
8	520,02	1313,74	5%
9	520,02	793,72	5%
10	520,02	273,70	5%

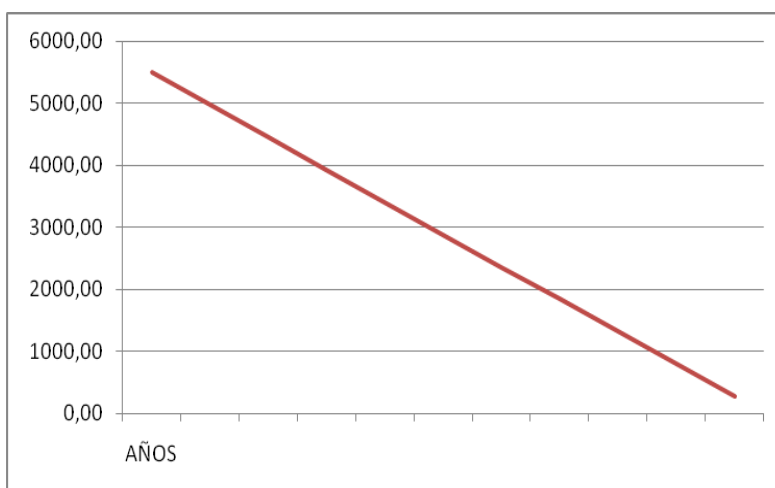


Fig. 4-1. Curva de depreciación de la máquina. Método de la línea recta

CAPÍTULO V:

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

Una vez terminada la tesis se ha obtenido las siguientes conclusiones:

- Al concluir el trabajo de construcción, la máquina de corte de poliuretano se encuentra apta para trabajar con bloques de 2mts de ancho, una altura de 1,80 mts y pudiendo cortar espesores de hasta 28 cm.
- De entre las posibles alternativas de corte se pudo seleccionar el usado por la sierra de cinta la cual proporciona una superficie aceptable dentro de los requerimientos de la empresa.
- Luego de un análisis exhaustivo el desplazamiento de la bancada mediante cadena, fue la más acertada tanto técnica como económicamente, pudiendo tener los resultados deseados.
- La automatización de la máquina se la pudo desarrollar gracias a la ayuda de programas computacionales didácticos, y al uso de equipos eléctricos y electrónicos que permitieron tener un desempeño acertado de la máquina de corte.

5.2. Recomendaciones

- Se recomienda limpiar periódicamente la máquina, debido a que el ambiente en el cual trabaja está lleno de muchas partículas producto del pulido de las mascarillas de fibra de vidrio, y éstas podrían ocasionar graves daños a los motores eléctricos.
- Se recomienda ubicar la máquina en un lugar propicio para un trabajo adecuado, en un ambiente libre de impurezas.
- Al finalizar el trabajo requerido en la máquina, dejar el mecanismo de corte por debajo del sensor inductivo superior, con la finalidad de evitar problemas al momento de reiniciar otra actividad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1]. APUNTES DE TECNOLOGÍA MECÁNICA

[2]. WIKIPEDIA

[3].APUNTES DE ESTRUCTURAS METÁLICAS. Diseño de placas base. Ing.
Geovanny Novillo

[4].DISEÑO EN INGENIERIA MECÁNICA. Joseph Edward Shigley. 4^{ta}
edición. Mc. Graw Hill. Págs. 307, 423.

[5].DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. Joseph Edward Shigley. 5^{ta}
edición. Mc Graw Hill. Págs. 317, 516 -524.

http://www.ingefix.cl/catalogo/anclajesmecanicos/anclajedecamisa_2.htm

[6].PRONTUARIO DE MÁQUINAS. Nicolás Larburu Arrizabalaga. 2da edición.
Págs.318, 321, 447, Págs.3-26 al 3-30

BIBLIOGRAFIA.

- MARKS. Manual del Ingeniero Mecánico. 9na edición. Tomo1. Mc Graw Hill.,
JOSEPH EDWARD SHIGLEY. Diseño en Ingeniería Mecánica. 4^{ta} edición. Mc. Graw
Hill.
- ING. IVÁN MORÁN. Apuntes de Diseño Mecánico.
- NICOLÁS LARBURU ARRIZABALAGA. Prontuario de máquinas. 2da edición.

LINKOGRAFIA

Programación

<http://es.wikipedia.org/wiki/Programaci%C3%B3n>

2010-07-23

http://es.wikipedia.org/wiki/Lenguaje_de_programaci%C3%B3n

2010-06-23

Velocidad de corte

http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_corte

2010-05-15

Cortadoras horizontal y vertical

http://spanish.alibaba.com/product-gs/rigid-foam-cutting-machine_260370692.html

2009-12-20

[http://www.espatentes.com/pdf/2013906_a6.pdf`](http://www.espatentes.com/pdf/2013906_a6.pdf)

2009-12-06

www.Alibaba.com

2009-11-09

[www.crecimiento indus.co.,ltd](http://www.crecimientoindus.co.,ltd)

2009-09-13